



**PATENT APPLICATION**

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re the Application of

Akio MATSUNAGA et al.

Application No.: 10/695,872

Filed: October 30, 2003

Docket No.: 117464

For: EGR-GAS TEMPERATURE ESTIMATION APPARATUS FOR INTERNAL  
COMBUSTION ENGINE

**CLAIM FOR PRIORITY**

Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested for the above-identified patent application and the priority provided in 35 U.S.C. §119 is hereby claimed:

Japanese Patent Application No. 2002-320406 filed on November 1, 2002

In support of this claim, a certified copy of said original foreign application:

☒ is filed herewith.

It is requested that the file of this application be marked to indicate that the requirements of 35 U.S.C. §119 have been fulfilled and that the Patent and Trademark Office kindly acknowledge receipt of this document.

Respectfully submitted,

James A. Oliff  
Registration No. 27,075

Thomas J. Pardini  
Registration No. 30,411

JAO:TJP/amo

Date: November 21, 2003

**OLIFF & BERRIDGE, PLC**  
**P.O. Box 19928**  
**Alexandria, Virginia 22320**  
**Telephone: (703) 836-6400**

<p>DEPOSIT ACCOUNT USE AUTHORIZATION Please grant any extension necessary for entry; Charge any fee due to our Deposit Account No. 15-0461</p>
--

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日                      2 0 0 2 年 1 1 月    1 日  
Date of Application:

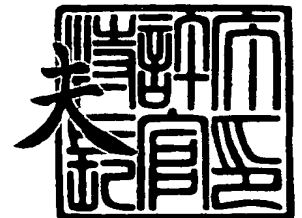
出 願 番 号                      特 願 2 0 0 2 - 3 2 0 4 0 6  
Application Number:  
[ST. 10/C]:                      [ J P 2 0 0 2 - 3 2 0 4 0 6 ]

出      願                      人                      トヨタ自動車株式会社  
Applicant(s):                      株式会社デンソー

2 0 0 3 年 1 1 月    6 日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今 井 康



出証番号    出証特 2 0 0 3 - 3 0 9 1 9 5 9

【書類名】 特許願  
【整理番号】 PA02-330  
【あて先】 特許庁長官 殿  
【国際特許分類】 F02M 25/07  
F01P 3/20

## 【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 松永 彰生

## 【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 株式会社デンソー内

【氏名】 中村 秀伸

## 【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

## 【特許出願人】

【識別番号】 000004260

【氏名又は名称】 株式会社デンソー

## 【代理人】

【識別番号】 100088971

【弁理士】

【氏名又は名称】 大庭 咲夫

## 【選任した代理人】

【識別番号】 100115185

【弁理士】

【氏名又は名称】 加藤 慎治

## 【手数料の表示】

【予納台帳番号】 075994

【納付金額】 21,000円

**【提出物件の目録】**

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の EGR ガス流量推定装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関の排気通路と吸気通路とに接続された排気還流管と、同排気還流管に介装され同排気還流管内を流れる EGR ガスの流量を制御するための絞り部を有する EGR 制御弁とを備えた内燃機関の EGR ガス流量推定装置であって、

前記 EGR 制御弁の上流側における EGR ガスの圧力を上流側ガス圧力として取得する上流側ガス圧力取得手段と、

前記 EGR 制御弁の下流側におけるガスの圧力を下流側ガス圧力として取得する下流側ガス圧力取得手段と、

圧縮性流体が絞り部を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基いて表す一般式を用いて、前記 EGR 制御弁を通過する EGR ガスの流量を暫定 EGR ガス流量として推定する手段であり、同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された上流側ガス圧力を採用するとともに、同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された下流側ガス圧力を採用することで同暫定 EGR ガス流量を推定する暫定 EGR ガス流量推定手段と、

前記推定された暫定 EGR ガス流量に含まれる前記排気還流管と前記 EGR ガスとの間の管摩擦に起因する誤差を補正することにより前記排気還流管から前記吸気通路に流入する EGR ガスの流量を推定する EGR ガス流量推定手段と、

を備えた内燃機関の EGR ガス流量推定装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の内燃機関の EGR ガス流量推定装置において、

前記上流側ガス圧力取得手段は、前記排気還流管が接続された前記排気通路におけるガスの圧力を前記上流側ガス圧力として取得するように構成され、

前記下流側ガス圧力取得手段は、前記排気還流管が接続された吸気通路におけるガスの圧力を前記下流側ガス圧力として取得するように構成された内燃機関の



EGR ガス流量推定装置。

【請求項 3】

請求項 2 に記載の内燃機関の EGR ガス流量推定装置において、

前記 EGR ガス流量推定手段は、前記取得された上流側ガス圧力と前記取得された下流側ガス圧力との差圧に基いて補正値を算出し、同補正値により前記暫定 EGR ガス流量に含まれる誤差を補正するように構成された内燃機関の EGR ガス流量推定装置。

【請求項 4】

請求項 3 に記載の内燃機関の EGR ガス流量推定装置において、

前記暫定ガス流量推定手段は、前記取得された上流側ガス圧力を  $P_{ex}$ 、前記取得された下流側ガス圧力を  $P_b$ 、前記絞り部の有効開口面積を  $A_{egr}$ 、前記絞り部直前の上流側における EGR ガスの密度を  $\rho_a$ 、EGR ガスの比熱比を  $\kappa$  とするとき、

$$G_{egr0} = A_{egr} \cdot (2 \cdot P_{ex} \cdot \rho_a)^{1/2} \cdot \Phi$$

$$\Phi = (((\kappa / (\kappa - 1)) \cdot ((P_b / P_{ex})^{2/\kappa} - (P_b / P_{ex})^{(1+1/\kappa)}))^{1/2}$$

なる前記一般式に基いて前記暫定 EGR ガス流量  $G_{egr0}$  を推定するように構成され、

前記 EGR ガス流量推定手段は、前記差圧 ( $P_{ex} - P_b$ ) が大きいほど 1 に向けて大きくなるように前記補正値  $dP_{gain}$  を求め、同補正値  $dP_{gain}$  を前記暫定 EGR ガス流量  $G_{egr0}$  に乗じることにより前記吸気通路に流入する EGR ガスの流量  $G_{egr}$  を推定するように構成された内燃機関の EGR ガス流量推定装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関の排気還流管から吸気通路に流入する EGR ガスの流量を推定する内燃機関の EGR ガス流量推定装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来より、内燃機関から排出される窒素酸化物 ( $NO_x$ ) の量を低減するため

、同内燃機関の排ガスの一部を排気還流管を介して吸気通路に循環させる EGR 装置が広く知られている。EGR 装置は、火花点火式内燃機関及びディーゼル機関の何れにも適用される。この場合、EGR ガス流量は、排気還流管に介装された EGR 制御弁の開度（有効開口断面積）を可変とすることにより制御されている。

#### 【0003】

このような EGR 装置は、吸気通路に流入する EGR ガス流量を推定するとともに同吸気通路に流入する新気流量を測定し、同推定した EGR ガス流量と同測定した新気流量とに基づいて、機関に吸入される総べてのガス（即ち、新気と EGR ガスとの混合ガスであり、以下「吸気」とも称呼する。）の流量に対する同 EGR ガス流量の比である EGR 率を求め、この EGR 率に基づいて EGR ガス流量を制御するようになっている。従って、EGR ガス流量の制御等の機関制御において、吸気通路に流入する EGR ガス流量を精度良く推定することは極めて重要である。そこで、従来の装置は、EGR 制御弁の前後差圧と同 EGR 制御弁の開度とに基づいて、前記 EGR ガス流量を推定するようになっている（例えば、特許文献 1 参照。）。

#### 【0004】

##### 【特許文献 1】

特開 2001-280202 号公報（【0005】及び第 4 頁）

#### 【0006】

##### 【発明が解決しようとする課題】

上記従来の装置は、吸気通路に配設されたブーストセンサ（吸気圧センサ）により検出された圧力と EGR 制御弁の上流側の適宜位置に配設された圧力センサにより検出された圧力との差圧を前記前後差圧として使用し、前記 EGR ガス流量を推定するようになっている。しかしながら、EGR 制御弁の直前及び直後の差圧と EGR ガス量の推定に使用する前記前後差圧とが、EGR ガスと排気還流管との間に生じる管摩擦により大きく相違することがあり、この場合、EGR ガス流量を精度良く推定できないという問題がある。

#### 【0007】

特に、圧縮性流体が絞り部（EGR制御弁）を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基いて表す同圧縮性流体の絞り部通過流量に関する一般式を用いることにより、EGR制御弁を通過するEGRガスの流量（従って、吸気通路に流入するEGRガス流量）を推定しようとする場合、上記管摩擦の影響によるEGR流量の推定誤差が大きくなり、EGRガス流量の推定精度が悪化するという問題がある。

#### 【0008】

本発明は、かかる課題に対処するためになされたものであって、その目的は、EGR制御弁を介して吸気通路に流入するEGRガスの流量を、上記管摩擦分を考慮することにより精度良く推定することができる内燃機関のEGRガス流量推定装置を提供することにある。

#### 【0009】

##### 【本発明の概要】

本発明による内燃機関のEGRガス流量推定装置は、内燃機関の排気通路と吸気通路とに接続された排気還流管と、同排気還流管に介装され同排気還流管内を流れるEGRガスの流量を制御するための絞り部を有するEGR制御弁とを備えた内燃機関のEGRガス流量推定装置であって、前記EGR制御弁の上流側におけるEGRガスの圧力を上流側ガス圧力として取得する上流側ガス圧力取得手段と、前記EGR制御弁の下流側におけるガスの圧力を下流側ガス圧力として取得する下流側ガス圧力取得手段と、圧縮性流体が絞り部を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基いて表す一般式を用いて、前記EGR制御弁を通過するEGRガスの流量を暫定EGRガス流量として推定する手段であり、同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された上流側ガス圧力を採用するとともに、同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された下流側ガス圧力を採用することで同暫定EGRガス流量を推定する暫定EGRガス流量推定手段と、前記推定された暫定EGRガス流量に含まれる前記排気還流管と前記EGRガスとの間の管摩



擦に起因する誤差を補正することにより前記排気還流管から前記吸気通路に流入する EGR ガスの流量を推定する EGR ガス流量推定手段と、を備えている。

#### 【0010】

圧縮性流体が絞り部を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を表す一般式によれば、同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とを用いて同絞り部通過流量を精度良く求めることができる。

#### 【0011】

そこで、本装置は、EGR 制御弁が形成する絞り部の上流側の適宜位置（例えば、排気通路）におけるガスの圧力（例えば、排気圧力）を取得し、この取得したガスの圧力を前記一般式における前記絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として採用する。また、本装置は、前記絞り部の下流側の適宜位置（例えば、吸気通路）におけるガスの圧力を取得し、この取得したガスの圧力を前記一般式における前記絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として採用し、以って、暫定的な EGR ガス流量を求める。

#### 【0012】

そして、本装置は、前記推定された暫定 EGR ガス流量に含まれる前記排気還流管と前記 EGR ガスとの間の管摩擦に起因する誤差を補正し、前記吸気通路に流入する EGR ガスの流量を推定する。

#### 【0013】

上記一般式は、絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基けば、精度良く同絞り部を通過するガス量を推定することを可能とする。しかし、本発明では、その一般式で使用する絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された上流側ガス圧力を採用するとともに、同一般式で使用する同絞り部の直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された下流側ガス圧力を採用する。

#### 【0014】

従って、本発明の装置により求められる暫定 EGR ガス流量には、管摩擦に起因する誤差が含まれている。そこで、上記のように、本発明による装置は前記誤

差を補正する手段を備えている。この結果、本装置は、取得される絞り部上流側のガスの圧力と取得される絞り部下流側のガスの圧力との差が小さくなって、絞りの程度よりも管摩擦がEGRガス量を支配的に決定する傾向が強くなる場合（即ち、絞りの変化に対するEGRガス流量の変化量が小さくなるような場合）においても、吸気通路に流入するEGRガス量を精度良く推定することが可能となる。

#### 【0015】

この場合、前記上流側ガス圧力取得手段は、前記排気還流管が接続された前記排気通路におけるガスの圧力を前記上流側ガス圧力として取得するように構成され、前記下流側ガス圧力取得手段は、前記排気還流管が接続された吸気通路におけるガスの圧力を前記下流側ガス圧力として取得するように構成されることが好適である。

#### 【0016】

これによれば、例えば、排気圧力センサ及び吸気圧センサの出力から、上流側ガス圧力及び下流側圧力をそれぞれ取得することができる。また、排気圧力は、所定の計算を行うことにより精度良く、且つ、（例えば、排気還流管内圧力に比べて）比較的簡単に推定可能な値であるから、排気圧力センサを省略することも可能となる。そして、本発明によれば、このように各圧力を取得する場合にも、EGRガス流量が精度良く推定される。

#### 【0017】

この場合、前記EGRガス流量推定手段は、前記取得された上流側ガス圧力と前記取得された下流側ガス圧力との差圧に基いて補正値を算出し、同補正値により前記暫定EGRガス流量に含まれる誤差を補正するように構成されることが好適である。

#### 【0018】

一般に、前記取得された上流側ガス圧力と前記取得された下流側ガス圧力との差圧 $dP$ は、ガス流量に対する管摩擦の影響度合いと強い相関がある。即ち、差圧 $dP$ が大きい場合、絞りの程度が絞り部を通過するガスの流量を支配的に決定すると考えられる。これに対し、差圧 $dP$ が小さい場合、絞りの程度に代わり、管摩擦

がガスの流量を支配的に決定すると考えられる。従って、上記構成によれば、適正に補正值が求められるので、EGR ガス流量の推定精度が向上する。

#### 【0019】

より具体的な本発明の態様は、前記暫定ガス流量推定手段は、前記取得された上流側ガス圧力を $P_{ex}$ 、前記取得された下流側ガス圧力を $P_b$ 、前記絞り部の有効開口面積を $A_{egr}$ 、前記絞り部の直前の上流側におけるEGRガスの密度を $\rho_a$ 、EGRガスの比熱比を $\kappa$ とすると、

$$G_{egr0} = A_{egr} \cdot (2 \cdot P_{ex} \cdot \rho_a)^{1/2} \cdot \Phi$$

$$\Phi = (((\kappa / (\kappa - 1)) \cdot ((P_b / P_{ex})^{2/\kappa} - (P_b / P_{ex})^{(1+1/\kappa)}))^{1/2}$$

なる前記一般式に基いて前記暫定EGRガス流量 $G_{egr0}$ を推定するように構成され、前記EGRガス流量推定手段は、前記差圧( $P_{ex} - P_b$ )が大きいほど1に向けて大きくなるように前記補正值 $dP_{gain}$ を求め、同補正值 $dP_{gain}$ を前記暫定EGRガス流量 $G_{egr0}$ に乘じることにより前記吸気通路に流入するEGRガスの流量 $G_{egr}$ を推定するように構成される。

#### 【0020】

##### 【発明の実施の形態】

以下、本発明による内燃機関のEGRガス流量推定装置及びEGR制御装置を含む内燃機関（ディーゼル機関）の制御装置の実施形態の一つについて図面を参照しつつ説明する。

#### 【0021】

図1は、本発明による内燃機関の制御装置を4気筒内燃機関（ディーゼル機関）10に適用したシステム全体の概略構成を示している。このシステムは、燃料供給システムを含むエンジン本体20、エンジン本体20の各気筒の燃焼室にガスを導入するための吸気系統30、エンジン本体20からの排ガスを放出するための排気系統40、排気還流を行うためのEGR装置50、及び電気制御装置60を含んでいる。

#### 【0022】

エンジン本体20の各気筒の上部には燃料噴射弁21が配設されている。各燃料噴射弁21は、電気制御装置60と電氣的に接続されていて、同電気制御装置

60からの駆動信号（指令燃料噴射量 $q_{fin}$ に応じた指令信号）により所定時間だけ開弁し、これにより燃料タンクと接続された燃料噴射用ポンプ（図示省略）から供給される高圧の燃料を噴射するようになっている。

#### 【0023】

吸気系統30は、エンジン本体20の各気筒の燃焼室にそれぞれ接続されたインテークマニホールド31、インテークマニホールド31の上流側集合部に接続され同インテークマニホールド31とともに吸気通路を構成する吸気管32（インテークマニホールド31及び吸気管32を「吸気管」と総称することもある。）、吸気管32内においてスロットル弁アクチュエータ33aにより同吸気管32に回転可能に保持されたスロットル弁33、スロットル弁33の上流において吸気管32に介装されたインタークーラー34、同インタークーラー34の上流において吸気管32に介装されたターボチャージャ35のコンプレッサ35a、及び吸気管32の先端部に配設されたエアクリーナ36を含んでいる。

#### 【0024】

排気系統40は、エンジン本体20の各シリンダに接続されたエキゾーストマニホールド41、エキゾーストマニホールド41の下流側集合部に接続された排気管42、排気管42に配設されたターボチャージャ35のタービン35b、ターボチャージャ絞り弁35c、及び排気管42に介装されたディーゼルパーティキュレートフィルタ（以下、「DPNR」と称呼する。）43を含んでいる。エキゾーストマニホールド41及び排気管42は排気通路を構成している。

#### 【0025】

ターボチャージャ絞り弁35cは、電気制御装置60と接続されていて、同電気制御装置60からの駆動信号に応答してターボチャージャ35の容量を実質的に可変とするようにタービン35bに流入する排ガス通路面積を可変とする弁である。このターボチャージャ絞り弁35cが閉じられてタービン35bに流入する排ガス通路面積を小さくすると過給圧が増大し、逆にターボチャージャ絞り弁35cが開かれてタービン35bに流入する排ガス通路面積を大きくすると過給圧が低下する。

#### 【0026】

DPNR43は、コージライト等の多孔質材料から形成されたフィルタを内蔵し、通過する排ガス中のパティキュレート（パーティキュレート）を細孔表面にて捕集するフィルタである。DPNR43は、担体としてのアルミナに、カリウムK、ナトリウムNa、リチウムLi、セシウムCsのようなアルカリ金属、バリウムBa、カルシウムCaのようなアルカリ土類金属、及びランタンLa、イットリウムYのような希土類金属から選ばれた少なくとも一つを白金とともに担持し、NO<sub>x</sub>を吸収した後、同吸収したNO<sub>x</sub>を放出して還元する吸蔵還元型NO<sub>x</sub>触媒としても機能するようにになっている。

#### 【0027】

EGR装置50は、排ガスを還流させる通路（EGR通路）を構成する排気還流管51と、排気還流管51に介装されたEGR制御弁52と、排気還流管51に介装されたEGRガス冷却装置（EGRクーラー）53とを備えている。

#### 【0028】

排気還流管51はタービン35bの上流側排気通路（エキゾーストマニホールド41）と接続された部分をEGRガス（排ガス）の入口部とし、スロットル弁33の下流側吸気通路（インテークマニホールド31）と接続された部分をEGRガスの出口部として、同入口部（排気還流管入口部）と同出口部（排気還流管出口部）とを連通し、同入口部と同出口部の間をEGRガスが通過するガス流通管を構成している。

#### 【0029】

また、前記インテークマニホールド31をガス流通管として考えた場合、その入口部は同インテークマニホールド31と排気還流管51との接続部ということになり、インテークマニホールド31の出口部は同インテークマニホールド51と内燃機関10の燃焼室（シリンダ、気筒）とが接続された同燃焼室への吸気流入部（吸気弁により開閉される開口部）ということになる。

#### 【0030】

EGR制御弁52は、図2（A）に示したように、コイル52a、弁体52b、及び開口52c等を備えている。弁体52bと開口52cとで、絞りの程度が可変な絞り部が形成される。コイル52aは、電気制御装置60と接続されてい

る。コイル 52a は、電気制御装置 60 からの駆動信号（EGR 制御弁開度指令値 SEGR に応じて可変となるデューティ比を有する電圧信号）に応答して弁体 52b の軸方向移動量（リフト量）を変更するデューティ制御式の電磁弁である。かかる EGR 制御弁 52 は、図 2（B）に示したように、EGR 制御弁開度指令値 SEGR に応じて開口 52c の有効開口面積  $A_{egr}$  を変更し、エキゾーストマニホールド 41 からインテークマニホールド 31 に再循環される排ガス量（排気還流量、EGR ガス流量）を調整するようになっている。

#### 【0031】

なお、本装置はデューティ制御式電磁弁を EGR 制御弁 52 として採用しているが、例えば、負圧を電氣的に制御することで弁体のリフト量を変更する負圧駆動式弁、或いは、ステップモータ駆動式の制御弁等を EGR 制御弁として採用することができる。

#### 【0032】

EGR ガス冷却装置 53 は、同装置の入口部から流入するとともに同装置の出口部から流出する EGR ガスの通路を内部に形成している。また、EGR ガス冷却装置 53 は、前記 EGR ガスの通路に露呈した冷却部を備えている。この冷却部内にはエンジン冷却水が冷媒として循環するようになっている。

#### 【0033】

電気制御装置 60 は、互いにバスで接続された CPU 61、CPU 61 が実行するプログラム、テーブル（ルックアップテーブル、マップ）、及び定数等を予め記憶した ROM 62、CPU 61 が必要に応じてデータを一時的に格納する RAM 63、電源が投入された状態でデータを格納するとともに同格納したデータを電源が遮断されている間も保持するバックアップ RAM 64、並びに AD コンバータを含むインターフェース 65 等からなるマイクロコンピュータである。

#### 【0034】

インターフェース 65 は、吸気管 32 に配置された熱線式エアフローメータ 71、インタークーラー 34 とスロットル弁 33 との間の吸気通路に設けられた新気温センサ（吸気温センサ）72、スロットル弁 33 の下流であって排気還流管 51 が接続された部位よりも上流の吸気通路に配設された吸気圧センサ 73、エ

エンジン回転速度センサ74、水温センサ75及びアクセル開度センサ76と接続されていて、これらのセンサからの信号をCPU61に供給するようになっている。また、インターフェース65は、燃料噴射弁21、スロットル弁アクチュエータ33a、ターボチャージャ絞り弁35c、及びEGR制御弁52と接続されていて、CPU61の指示に応じてこれらに駆動信号を送出するようになっている。

#### 【0035】

熱線式エアフローメータ71は、エアクリーナ36を介して吸気管32内に新たに吸入された大気（即ち、新気）の質量流量（単位時間当りの吸入空気量、単位時間あたりの新気量）を計測し、同新気の質量流量に応じた信号（新気流量）Gaを発生するようになっている。新気温度センサ72は、エアクリーナ36を介して吸気管32内に吸入された新気の温度（即ち、新気温度）を検出し、同新気温度を表す信号Taを発生するようになっている。

#### 【0036】

吸気圧センサ73は、吸気通路内の圧力（吸気圧、過給圧）を表す信号Pbを発生するようになっている。即ち、吸気圧センサ73は、排気還流管51が接続された吸気通路（インテークマニホールド31）におけるガスの圧力を吸気通路内ガス圧力として取得する吸気通路内ガス圧力取得手段を構成している。また、吸気圧センサ73は、EGR制御弁52の下流側におけるガスの圧力を下流側ガス圧力として取得する下流側ガス圧力取得手段でもある。

#### 【0037】

エンジン回転速度センサ74は、エンジン10の回転速度を検出し、エンジン回転速度NEを表す信号を発生するとともに、各気筒の絶対クランク角度を検出し得るようになっている。水温センサ75は、エンジン10の冷却水温を検出し、同冷却水温を表す信号THWを発生するようになっている。アクセル開度センサ76は、アクセルペダルAPの操作量を検出し、アクセル開度（アクセル操作量）を表す信号Accpを発生するようになっている。

#### 【0038】

次に、上記のように構成された内燃機関の制御装置の作動について説明する。

電気制御装置 6 0 の CPU 6 1 は、図 3 に機能ブロック図で示された各値を計算するためのプログラムを所定時間の経過毎に繰り返し実行し、実 E G R 率 Ract を計算するようになっている。以下、ブロック毎に説明を加える。なお、以下に述べる各値の幾つかは、図 4 に概念的に示されている。

### 【 0 0 3 9 】

#### < 実 E G R 率 Ract の取得 >

実 E G R 率 Ract は、エンジン 1 0 のシリンダに吸入された単位時間あたりの実 E G R ガス流量 Gegr（実際に排気還流管 5 1 から吸気通路内に流入する E G R ガスの質量流量であって、以下、「E G R ガス流量 Gegr」と称呼する。）を同エンジン 1 0 に吸入された単位時間あたりの全ガス量 Gcyl（実際の全ガス質量流量であって、以下、「全ガス流量 Gcyl」とも称呼する。）で除した値（ $Ract = Gegr / Gcyl$ ）である。E G R ガス流量 Gegr は、全ガス流量 Gcyl から、エンジン 1 0 に吸入された単位時間あたりの新気量 Gaact（大気の質量、以下、「実新気流量 Gaact」と云う。）を減じた量である。従って、CPU 6 1 は、ブロック B 1 に示したように、下記(1)式に基づいて実 E G R 率 Ract を計算する。

### 【 0 0 4 0 】

#### 【数 1】

$$Ract = \frac{Gcyl - Gaact}{Gcyl} \quad \dots (1)$$

### 【 0 0 4 1 】

#### < 実新気流量 Gaact の取得 >

(1)式で用いられる実新気流量 Gaact は、エアフローメータ 7 1 が計測した計測新気流量 Ga よりも時間的に遅れて変化するから、同計測新気流量 Ga に一次遅れ処理を施すことにより求められる値と略等しくなる。従って、CPU 6 1 は、計測新気流量 Ga に対して一次遅れ処理を施すブロック B 2 に示した下記(2)式に基づいて実新気流量 Gaact を計算する。 $\alpha$  は 0 から 1 までの値を有する定数である。なお、Gaact(n) は今回の演算による実新気流量 Gaact、Gaact(n-1) は所定時間前に実行された前回の演算による実新気流量 Gaact、Ga(n) は今回の演算タイミングにおけるエアフローメータ 7 1 の出力に基づく計測新気流量 Ga である。



【0042】

【数2】

$$Gaact(n) = \alpha \cdot Gaact(n-1) + (1-\alpha) \cdot Ga(n) \quad \cdots (2)$$

【0043】

&lt;全ガス流量Gcylの取得&gt;

(1)式の計算を行うために更に必要となる全ガス流量Gcylは、気体の状態方程式からも推察されるように、スロットル弁33の下流の吸気管内の圧力(吸気圧) Pbとエンジン10のシリンダに吸入されるガスの温度(吸入ガス温度) Tboutとに依じた値となる。このエンジン10のシリンダに吸入されるガスの温度Tboutは、以下、「インテークマニホールド出口部ガス温度Tbout」と称呼する。

【0044】

実際には、全ガス流量Gcylはエンジン10の気筒内に残留するガス量の影響も受ける。従って、CPU61は、ブロックB3に示したように、下記(3)式で示した実験式に基づいて実EGR率Ractを計算する。(3)式において、a, bは実験により定められる適合定数であり、Tbaseはこれらの定数a, bを定めたときのインテークマニホールド出口部ガス温度(基準温度)である。また、(3)式で用いられる吸気圧(過給圧) Pbは、吸気圧センサ73から取得される。

【0045】

【数3】

$$Gcyl = \frac{Tbase}{Tbout} (a \cdot Pb + b) \quad \cdots (3)$$

【0046】

&lt;実ガス温度Tboutの取得&gt;

(3)式の計算を行うためには、インテークマニホールド出口部ガス温度Tboutを取得する必要がある。CPU61は、ブロックB4に示したように、このインテークマニホールド出口部ガス温度Tboutを下記(4)式に従って計算する。

【0047】

## 【数 4】

$$T_{\text{bout}} = T_{\text{bin}} - \eta_{\text{im}} \cdot (T_{\text{bin}} - T_{\text{wallim}}) \cdots (4)$$

## 【0048】

(4)式において、

$T_{\text{bin}}$ は、図4に示したように、EGR制御弁52の出口側のインテークマニホールド31の内部、即ち、EGRガスと新気とが混合された部位（以下、単に「合流部」又は「インテークマニホールド入口部」と称呼する。）の混合ガス温度であり、以下「インテークマニホールド入口部ガス温度 $T_{\text{bin}}$ 」と称呼する。

$T_{\text{wallim}}$ は、インテークマニホールド入口部から吸気弁までの間のインテークマニホールド31の壁温であり、以下、「インテークマニホールド壁温 $T_{\text{wallim}}$ 」と称呼する。

$\eta_{\text{im}}$ は、インテークマニホールド入口部からインテークマニホールド出口部（吸気弁により開閉される部分）までの間のインテークマニホールド31における熱伝達率（冷却効率）であり、以下、「インテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{\text{im}}$ 」と称呼する。

## 【0049】

上記(4)式は、インテークマニホールド31の壁面とシリンダに吸入されるガスとの間での熱の授受、及び同インテークマニホールド31の壁面と外気（インテークマニホールド31の外側の空気の温度） $T_{\text{air}}$ との間での熱の授受を考慮した式であって、これらの熱の授受を右辺第2項（ $\eta_{\text{im}} \cdot (T_{\text{bin}} - T_{\text{wallim}})$ ）で代表させた式である。この値（ $\eta_{\text{im}} \cdot (T_{\text{bin}} - T_{\text{wallim}})$ ）は、インテークマニホールド31内を吸気（新気+EGRガス）が通過する際に、吸気の温度がどれだけ変化するかを示す変化温度対応値である。

## 【0050】

ガス（吸気）とガス流通管（インテークマニホールド31）との間の熱授受は、同ガスの入口部温度と同ガス流通管の壁温の差に強い相関（例えば、比例関係）がある。また、熱伝達率は、ガスとガス流通管壁との間の熱の授受、及びガス流通管壁と外部との間の熱の授受を適切に表すことが可能である。従って、上記

構成によれば、前記熱授受を簡単で且つ精度良く推定することができ、前記変化温度対応値も精度良く推定することが可能となる。

#### 【0051】

ところで、(4)式によりインテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ を取得するためには、同(4)式の右辺の各値 ( $T_{bin}$ ,  $T_{wallim}$ ,  $\eta_{im}$ ) を取得しなければならない。以下、順に説明する。

#### 【0052】

＜インテークマニホールド入口部ガス温度 $T_{bin}$ の取得＞

CPU61は、ブロックB5に示したように、インテークマニホールド入口部ガス温度 $T_{bin}$ をエネルギー保存則に基く下記(5)式に従って計算する。

#### 【0053】

【数5】

$$T_{bin} = (Ga_{act} \cdot Ta \cdot Cair + Gegr \cdot Tegr \cdot Cegr) / (Gall \cdot Cave) \cdots (5)$$

#### 【0054】

(5)式の右辺における各値について図4を参照しながら説明する。

$Ga_{act}$ は先に説明した実新気流量であり、前記ブロックB2により(2)式に従って求められる。

$Ta$ は先に説明した新気温度であって新気温センサ72により検出される。

$Cair$ は新気の比熱（新気ガス比熱）であって予め与えられる定数である。

#### 【0055】

$Gegr$ は先に説明したEGRガス流量であり、後述する方法により求められる。

$Tegr$ はEGRガスと新気とが合流部にて混合する直前のEGRガス温度である。即ち、温度 $Tegr$ は、排気還流管51の前記吸気通路との接続部であるEGRガス出口部におけるEGRガスの温度であって、以下「排気還流管出口部EGRガス温度（EGR出口部EGRガス温度） $Tegr$ 」と称呼する。排気還流管出口部EGRガス温度 $Tegr$ は後述する方法により求められる。

$Cegr$ はEGRガスの比熱（EGRガス比熱）であって予め与えられる定数である。

## 【0056】

Gallは、EGRガスと新気とが混合したガスの総和量、即ち、実新気流量GaactとEGRガス流量Gegrとの和であって、以下、「インテークマニホールド入口部ガス流量Gall」と称呼する。

Caveは、EGRガスと新気とが混合したガスの比熱（混合ガス比熱）であり、予め与えられる定数である。

## 【0057】

(5)式によりインテークマニホールド入口部ガス温度Tbinを取得するためには、排気還流管出口部EGRガス温度Tegr、EGRガス流量Gegr、インテークマニホールド入口部ガス流量Gallを取得しなければならない。従って、以下、更に順を追って説明する。

## 【0058】

<排気還流管出口部EGRガス温度Tegrの取得>

CPU61は、ブロックB6に示したように、排気還流管出口部EGRガス温度Tegrを下記(6)式に従って計算する。ブロックB6は、出口部EGRガス温度推定手段を構成している。

## 【0059】

【数6】

$$Tegr = Tex - \eta_{egr} \cdot (Tex - THW) \quad \dots(6)$$

## 【0060】

(6)式において、

Texは、排気還流管51とエキゾーストマニホールド41との接合部近傍の同排気還流管51入口部におけるEGRガス温度（即ち、エキゾーストマニホールド41と排気還流管51との接合部近傍での排ガス温度）であり、以下、「排気還流管入口部ガス温度Tex（EGR通路入口部EGRガス温度Tex）」と称呼する。

$\eta_{egr}$ は、EGRガス冷却装置53の冷却効率（熱伝達率）である。

THWは、エンジン10の冷却水温であるが、EGR冷却装置53の冷媒はエン

ジン冷却水であるから、冷却水温THWは冷媒の温度Treibaiと等しい。

【0061】

上記(6)式は、EGRガス冷却装置53（の冷却部）と同EGR冷却装置を通過するEGRガスとの間での熱の授受を考慮した式である。即ち、(6)式の右辺第2項（ $\eta_{egr} \cdot (Tex - THW)$ ）は、EGRガス冷却装置53内をEGRガスが通過する際に、EGRガスの温度がどれだけ変化するかを示す変化温度対応値である。

【0062】

実際には、EGRガスは、排気還流管入口部から流入して排気還流管出口部に到達するまでの間に、排気還流管51の壁面との間で熱の授受を行う。しかしながら、EGRガスと排気還流管51の壁面との間の熱交換量は、EGRガスとEGRガス冷却装置53との間の熱交換量に比べて極めて小さい。従って、(6)式の右辺第2項（ $\eta_{egr} \cdot (Tex - THW)$ ）は、EGRガスが排気還流管入口部から流入して排気還流管出口部に到達するまでの間に、同EGRガスの温度がどれだけ変化するかを示す値と実質的に等しい。

【0063】

ところで、(6)式により排気還流管出口部EGRガス温度Tegrを取得するためには、上記排気還流管入口部EGRガス温度Tex、及びEGR冷却装置の冷却効率 $\eta_{egr}$ を取得しなければならない。以下、順に説明する。

【0064】

<排気還流管入口部のEGRガス温度Texの取得>

CPU61は、ブロックB8及びブロックB9示したように、排気還流管入口部のEGRガス温度Tex（排ガス温度Tex）を下記(7)式に従って計算する。ブロックB8及びブロックB9は、EGRガス温度取得手段を構成している。

【0065】

## 【数 7】

$$T_{\text{ex}} = f_{\text{Tex}}(X_{\text{Tex}}) \quad \cdots(7)$$

$$X_{\text{Tex}} = G_f^a / G_{\text{aact}}$$

または

$$X_{\text{Tex}} = (G_f^a / G_{\text{aact}}) \cdot (P_b / P_{\text{ex}})$$

または

$$X_{\text{Tex}} = G_f \cdot \Phi$$

または

$$X_{\text{Tex}} = G_f \cdot \Phi \cdot (P_b / P_{\text{ex}})$$

$$\Phi = G_f / G_a$$

ここで、

$G_f$ : 単位時間あたりの燃料噴射量(g/s)

$G_{\text{aact}}$ : 実新気流量(g/s)

$P_b$ : 過給圧

$P_{\text{ex}}$ : エキゾーストマニホールド内ガス圧力

$\Phi$ : 等量比

$a$ : 定数

である。

## 【0066】

(7)式において、

単位時間あたりの燃料噴射量 $G_f$ は、図5のブロックBP3に示したように、指令燃料噴射量 $q_{\text{fin}}$ 及びエンジン回転速度 $NE$ に基いて求められる。例えば、 $G_f = kG_f \cdot q_{\text{fin}} \cdot NE$  ( $kG_f$ は定数)である。

実新気流量 $G_{\text{aact}}$ は、上述したブロックB2により(2)式に基いて求められる。

過給圧 $P_b$ は、吸気圧 $P_b$ であり、吸気圧センサ73から取得される。

エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{\text{ex}}$  (エキゾーストマニホールド41が構成する排気通路と排気還流管51との接続部であるEGRガス入口部におけるEGRガスの圧力)は、後述する手法により求められる。

## 【0067】

上記(7)式は、「排気還流管入口部EGRガス温度 $T_{\text{ex}}$ は、シリンダ内へ投入されるエネルギー(発熱量)と、同シリンダ内で発生した熱のガスへの伝達に大きく依存する。」という知見に基いている。シリンダ内へ投入されるエネルギーは燃料噴射量 $G_f$ に強い相関がある。また、シリンダ内で発生した熱のガスへの伝達

は、実新気流量 $G_{act}$ （実新気流量 $G_{act}$ は発熱に寄与しない代わりに、排ガス温度を低下させるように機能する。）、又は、ガス比熱に関連した値である等量比 $\Phi$ に強い相関がある。そこで、(7)式では変数 $X_{Tex}$ に上記したような値を選択している。

#### 【0 0 6 8】

なお、変数 $X_{tex}$ のひとつに使用されている値（過給圧 $P_b$ ／エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ ）は、エキゾーストマニホールド 4 1 内における排ガスの通過のし易さ（留まり易さ）を表している。排ガスがエキゾーストマニホールド 4 1 内に留まるほど、同排ガスとエキゾーストマニホールド 4 1 外部との間でより多くの熱が伝達される。従って、（過給圧 $P_b$ ／エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ ）をパラメータとして導入することで、排気還流管入口部 E G R ガス温度 $T_{ex}$ の推定精度が高くなる。また、過給圧 $P_b$ は E G R ガス量と相関があり、且つ、E G R ガス量が多ければ燃焼開始時の温度が高くなって排ガス温度 $T_{ex}$ （排気還流管入口部 E G R ガス温度 $T_{ex}$ ）も高くなるので、過給圧 $P_b$ をパラメータとして考慮することは、この点においても同排ガス温度 $T_{ex}$ の精度向上に寄与する。

#### 【0 0 6 9】

(7)式の間数 $f_{Tex}$ と定数 $a$ はエンジンの機種毎に決定される。以下は、間数 $f_{Tex}$ と定数 $a$ を決定する手順の一例である。

(Step1) 間数 $f_{Tex}$ と定数 $a$ を決定すべきエンジンの運転条件を変更し、各エンジン状態量（ $G_f$ ,  $G_{act}$ ,  $P_b$ ,  $P_{ex}$ ,  $T_{ex}$ ）を測定する。

(Step2) 測定結果に基づいて、変数 $X_{Tex}$ と E G R ガス温度 $T_{ex}$ の実測値との相関が高くなるように定数 $a$ を決定する。なお、変数 $X_{Tex}$ に等量比 $\Phi$ を含む値を用いた場合には、定数 $a$ の値の調整（決定）は省略される。

(Step3) 決定された定数 $a$ で決まる変数 $X_{Tex}$ と E G R ガス温度 $T_{ex}$ の実測値とに基づいて、間数 $f_{Tex}$ を決定する。

図 8 は、変数 $X_{Tex}$ として $G_f \cdot \Phi \cdot (P_b/P_{ex})$ を選択した場合の同変数 $X_{Tex}$ と実測された排気還流管入口部 E G R ガス温度 $T_{ex}$ との関係の一例を示している。この場合、間数 $f_{Tex}$ は、 $T_{ex} = f_{Tex}(X_{Tex}) = 545.9 \cdot X_{Tex}^{0.3489}$ となった。

## 【0070】

＜エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ の取得＞

上記(7)式の変数 $X_{Tex}$ としてエキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ を含む変数を使用する場合等において、同エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ を求める必要がある。CPU61は、機能ブロック図である図5に示したように、下記(8)式に従ってエキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ を算出する。なお、エキゾーストマニホールド内ガス圧力（排気還流管入口部EGRガス圧力） $P_{ex}$ は、エキゾーストマニホールド41が構成する排気通路と排気還流管51との接続部であるEGRガス入口部におけるEGRガスの圧力 $P_{ex}$ である。また、図5に示した機能ブロックは、排気通路における前記EGRガスの圧力を取得する排気還流管入口部EGRガス圧力取得手段（EGRガス入口部EGRガス圧力取得、排気圧力取得手段）、或いは、EGR制御弁52の上流側におけるガスの圧力を上流側ガス圧力として取得する上流側ガス圧力取得手段を構成している。

## 【0071】

【数8】

$$\left. \begin{aligned} P_{ex} &= fP_{ex}(XP_{ex}) \\ XP_{ex} &= (G_f + G_{aact}) \cdot P_b / K_{vn} \\ K_{vn} &= A_{vn} + a_{vn} \end{aligned} \right\} \dots(8)$$

ここで、

$G_f$ : 単位時間あたりの燃料噴射量(g/s)

$G_{aact}$ : 実新気流量(g/s)

$P_b$ : 過給圧

$K_{vn}$ : 可変容量ターボチャージャ絞り係数

$A_{vn}$ : 可変容量ターボチャージャ開度(0～100%)

$a_{vn}$ : 正の定数

である。

## 【0072】

(8)式において、

燃料噴射量 $G_f$ は、図5のブロックBP3に示したように、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ 及びエンジン回転速度 $NE$ に基いて求められる。

実新気流量 $G_{aact}$ は、上述したブロックB2により(2)式に従って求められる。



過給圧 $P_b$ は、吸気圧 $P_b$ であり、吸気圧センサ73から取得される。

可変容量ターボチャージャ開度 $Av_n$ は、図5のブロックBP4内に示したように、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ 及びエンジン回転速度 $NE$ を引数とするテーブルにより求める値である。CPU61は、ターボチャージャ絞り弁35cの開度がこの値 $Av_n$ に基いた値となるように、同ターボチャージャ絞り弁35cに対して駆動信号を供給する。また、可変容量ターボチャージャ開度 $Av_n$ は、ブロックBP5にて定数 $av_n$ が加えられ、上記(8)式の可変容量ターボチャージャ絞り係数 $K_{vn}$ に変換される。なお、後述するように、目標過給圧を設定して実際の過給圧が同目標過給圧となるように値 $Av_n$ を決定してもよい。

#### 【0073】

上記(8)式は、「エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ は、シリンダ内に流入するガス量 ( $G_{act}+G_f$ )、可変容量ターボチャージャ絞り弁35cの開度 $Av_n$ 、及びターボチャージャ35のタービン35bの抵抗を表す過給圧に極めて強い相関を有する。」という知見に基いている。

#### 【0074】

(8)式の関数 $f_{Pex}$ と定数 $av_n$ はエンジンの機種毎に決定される。以下は、関数 $f_{Pex}$ と定数 $av_n$ を決定する手順の一例である。

(Step1) 関数 $f_{Pex}$ と定数 $av_n$ を決定すべきエンジンの運転条件を変更し、各エンジン状態量 ( $G_f$ ,  $G_{act}$ ,  $P_b$ ,  $Av_n$ ,  $P_{ex}$ ) を測定する。

(Step2) 測定結果に基いて、変数 $XP_{ex}$ とエキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ との相関が高くなるように定数 $av_n$ を決定する。

(Step3) 決定された定数 $av_n$ で決まる変数 $XP_{ex}$ とエキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ の実測値とに基いて、関数 $f_{Pex}$ を決定する。

図9は、このようにして関数 $f_{Pex}$ を決定する際に使用した実測値の一例を示している。この例の場合、関数 $f_{Pex}$ は下記の(9)式のようになった。このように、本実施形態は、排気圧力センサを用いることなく排気圧力 $P_{ex}$ を求めることができ、装置のコストを低下させることができる。

#### 【0075】

## 【数 9】

$$P_{ex} = fP_{ex}(XP_{ex}) = -2 \cdot 10^{-8} \cdot XP_{ex}^2 + 0.059 \cdot XP_{ex} + 100.59 \quad \cdots (9)$$

## 【0076】

以上により、(7)式の変数 $X_{Tex}$ を求めるための各値 ( $G_f, G_{aact}, P_b, P_{ex}$ ) が求められて変数 $X_{Tex}$ が決定される。従って、CPU 61は、(7)式に従って計算を行い、排気還流管入口部 EGR ガス温度 $T_{ex}$  (排ガス温度 $T_{ex}$ ) を求める。一方、(6)式に従って排気還流管出口部 EGR ガス温度 $T_{egr}$ を求めるためには、更に、EGR ガス冷却装置の冷却効率  $\eta_{egr}$  を取得しなければならない。

## 【0077】

< EGR ガス冷却装置の冷却効率  $\eta_{egr}$  の取得 >

CPU 61は、図3のブロック B10に示したように、EGR ガス冷却装置の冷却効率  $\eta_{egr}$  を下記(10)式に従って計算する。ブロック B10は、冷却装置の冷却効率取得手段 (推定手段) を構成している。

## 【0078】

## 【数 10】

$$\eta_{egr} = f \eta_{egr}(G_{egr} / T_{ex}) \quad \cdots (10)$$

## 【0079】

(10)式に示したように、EGR ガス冷却装置の冷却効率  $\eta_{egr}$  を求めるためには、排気還流管入口部 EGR ガス温度 $T_{ex}$ と EGR ガス流量 $G_{egr}$ とが必要となる。排気還流管入口部 EGR ガス温度 $T_{ex}$ は、ブロック B8及びブロック B9により上記(7)式により求められる。EGR ガス流量 $G_{egr}$ は、後述するブロック B12により求められる。

## 【0080】

なお、(10)式での EGR ガス流量 $G_{egr}$ は、EGR ガス流量 $G_{egr}$ に対応した値 (EGR ガス流量対応値) であればよく、例えば、排気還流管 51の所定箇所における EGR ガス流速 $V_{egr}$ で置き換えることができる。EGR 通路 (排気還流管 51と EGR ガス冷却装置 53の形成する EGR 通路) の形状は既知であるから、

E G R ガス流速  $V_{egr}$  に基いて E G R ガス流量  $G_{egr}$  を推定できるからである。E G R ガス流速  $V_{egr}$  は、排気還流管 5 1 内に流速センサを配設し、同流速センサの出力から直接取得してもよい。

#### 【 0 0 8 1 】

(10) 式の関数  $f_{\eta_{egr}}$  はエンジンの機種毎に決定される。以下は、関数  $f_{\eta_{egr}}$  を決定する手順の一例である。

(Step1) 関数  $f_{\eta_{egr}}$  を決定すべきエンジンの運転条件を変更し、各エンジン状態量 ( $G_{egr}$ ,  $Tex$ ,  $\eta_{egr}$ ) を測定する。

(Step2) 測定結果に基いて、図 1 0 に示したように、 $\eta_{egr}$  と  $G_{egr}/Tex$  との関係をグラフ化する。

(Step3) step2 のグラフに基いて、関数  $f_{\eta_{egr}}$  を決定する。

#### 【 0 0 8 2 】

図 2 0 に示したように、冷却効率  $\eta_{egr}$  と E G R ガス流量  $G_{egr}$  との関係は排気還流管入口部 E G R ガス温度  $Tex$  が異なると変化する。これに対し、冷却効率  $\eta_{egr}$  と、E G R ガス流量  $G_{egr}$  を排気還流管入口部 E G R ガス温度  $Tex$  で除した値 ( $G_{egr}/Tex$ ) と、の関係は、図 1 0 に示したように、排気還流管入口部 E G R ガス温度  $Tex$  に関わらず一義的に定まる。換言すると、冷却効率  $\eta_{egr}$  と排気還流管入口部 E G R ガス温度  $Tex$  とは略反比例の関係にあることが実験的に判明したので、値 ( $G_{egr}/Tex$ ) を変数として冷却効率  $\eta_{egr}$  を求めることで、より簡便に関数  $f_{\eta_{egr}}$  を求めることができる。

#### 【 0 0 8 3 】

本装置は、上記関数  $f_{\eta_{egr}}$  を関数の形、又は、値 ( $G_{egr}/Tex$ ) と  $\eta_{egr}$  との組み合わせからなるデータをテーブル (一次元マップ) のテーブル値として R O M 6 2 内に格納していて、実際に得られた値 ( $G_{egr}/Tex$ ) と、格納されている関数又はテーブルとに基いて実際の冷却効率  $\eta_{egr}$  を求める。

#### 【 0 0 8 4 】

なお、電気制御装置 6 0 の計算能力及び／又は記憶容量に余裕がある場合、( $G_{egr}$ ,  $Tex$ ,  $\eta_{egr}$ ) をエンジンの運転状態を変化させながら実測し、その実測データをテーブル Map  $\eta_{egr}$  (二次元マップ) として R O M 6 2 内に格納しておき、実

際の EGR ガス流量  $G_{egr}$ 、実際の排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$ 、及び前記格納したテーブル Map  $\eta_{egr}$  とから実際の冷却効率  $\eta_{egr}$  を求めるようにしてもよい。或いは、 $\eta_{egr} = g_{Tex}(G_{egr})$  なる関数  $g_{Tex}$  を排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  毎に求めて ROM 内に格納しておき、実際の排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  に基いて記憶している複数の関数  $g_{Tex}$  の中から適切な関数  $g_{Tex}$  を選択し、その選択した関数  $g_{Tex}$  と実際の EGR ガス流量  $G_{egr}$  とから冷却効率  $\eta_{egr}$  を求めてもよい。

#### 【0085】

以上により、ブロック B6 による (6) 式に従う計算に必要な排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$ 、EGR ガス冷却装置の冷却効率  $\eta_{egr}$ 、及び冷却水温  $THW$  (冷媒温度  $T_{reibai}$ ) が得られるので、同 (6) 式により排気還流管出口部 EGR ガス温度  $T_{egr}$  が求められる。この段階において、(5) 式の計算を行うために更に求める必要がある変数は、EGR ガス流量  $G_{egr}$  及びインテークマニホールド入口部ガス流量  $G_{all}$  である。以下、これらの求め方について説明する。

#### 【0086】

< EGR ガス流量  $G_{egr}$  の取得 >

前述した EGR 制御弁 52 は弁体 52b と開口部 52c とにより実質的に可変絞り部を形成し、同絞り部を EGR ガスが通過する。このような絞り部を EGR ガスが通過するとき、絞り部の下流の EGR 流量  $G_{egr0}$  は下記の (11) 式により求められる。(11) 式は、絞り部での流速が音速を超えない範囲で成立する圧縮性流体に関する流量についての一般的な式である。EGR 制御弁 52 において、絞り部 52c での流速は音速を超えないので、この (11) 式が成立する。

#### 【0087】

【数 11】

$$\left. \begin{aligned} G_{egr0} &= A_{egr} \cdot \sqrt{2 \cdot P_{up} \cdot \rho_a} \cdot \Phi \\ \Phi &= \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left\{ \left( \frac{P_{dn}}{P_{up}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P_{dn}}{P_{up}} \right)^{\left( 1 + \frac{1}{\kappa} \right)} \right\}} \end{aligned} \right\} \dots (11)$$

#### 【0088】

(11) 式に使用される値を、図 6 を参照しながら説明する。

$P_{up}$ は絞り部直前の上流側圧力である。

$P_{dn}$ は絞り部直後の下流側圧力である。

$\rho_a$ は、絞り部上流の EGR ガスの密度である。

$\kappa$  は、EGR ガスの比熱比である。

$A_{egr}$ は、絞り部（EGR 制御弁 52 の弁体 52 b と開口 52 c とで形成される絞り部）の有効開口面積である。

#### 【0089】

実際には、CPU 61 は、上流側圧力  $P_{up}$  としてエキゾーストマニホールド内ガス圧  $P_{ex}$  を採用し、下流側圧力  $P_{dn}$  として吸気圧（過給圧） $P_b$  を採用し、EGR 制御弁 52 の弁体 52 b と開口 52 c とで形成される絞り部直後の下流における EGR ガス流量  $G_{egr0}$  を、下記(12)式に基いて求める。この EGR ガス流量  $G_{egr0}$  を、便宜上、暫定 EGR ガス流量  $G_{egr0}$  と称呼する。

#### 【0090】

#### 【数12】

$$\left. \begin{aligned} G_{egr0} &= f_{Gegr}(P_{ex}, P_b, A_{egr}) \\ &= A_{egr} \cdot \sqrt{2 \cdot P_{ex} \cdot \rho_a} \cdot \Phi \\ \Phi &= \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left\{ \left( \frac{P_b}{P_{ex}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P_b}{P_{ex}} \right)^{\left(1+\frac{1}{\kappa}\right)} \right\}} \end{aligned} \right\} \dots(12)$$

#### 【0091】

(12)式において、

エキゾーストマニホールド内ガス圧  $P_{ex}$  は、図5のブロック BP1 により上記(8)式（実際には、(9)式）に従って求められる。

過給圧  $P_b$  は、上記吸気圧センサ 73 から取得される。

EGR ガスの比熱比  $\kappa$  は予め与えられている。

有効開口面積  $A_{egr}$  は、CPU 61 から EGR 制御弁 52 への指令値である EGR 制御弁開度指令値 SEGR と、図2(B)に示したような ROM 62 内に格納されているテーブル MapAegr とに基いて求められる。この場合、EGR 制御弁開度指令値 SEGR に代えて、EGR 制御弁 52 のリフト量を検出するセンサからの信号と

テーブルMapAegrとに基づいて有効開口面積Aegrを用いてもよい。

上流側密度  $\rho_a$  は、エキゾーストマニホールド内ガス圧  $P_{ex}$  と、排気還流管 5 1 入口部における E G R ガス温度  $T_{ex}$  と、気体の状態方程式とに基づいて求められる。実際には、E G R ガスは E G R 冷却装置 5 3 により冷却されて温度が低下するが、その際に圧力も低下するので、E G R 制御弁に流入する E G R ガスの密度と上記のようにして求める密度とは実質的に等しい密度となる。

#### 【0092】

しかしながら、上記のようにして求められる E G R ガス流量  $G_{egr0}$  は、E G R ガスと E G R 通路（排気還流管 5 1 及び E G R ガス冷却装置 5 3 が形成する管）との間に生じる管摩擦の影響により、必ずしも精度が良好でない場合がある。

#### 【0093】

即ち、上記(12)式は、上記(11)式において上流側圧力  $P_{up}$  としてエキゾーストマニホールド内ガス圧  $P_{ex}$  を採用し、下流側圧力  $P_{dn}$  として吸気圧（過給圧） $P_b$  を採用した結果、絞り（即ち、有効開口面積 Aegr）の変化が絞り部を通過するガスの流量を支配的に決定するような状態においては有効である。しかし、それ以外の状態、即ち、管摩擦がガス流量を支配的に決定ようになる状態では、上記(12)式は必ずしも有効ではない。

#### 【0094】

絞り（絞りの程度）又は管摩擦のどちらがガス流量を支配的に決定するかは、本来的には、絞りの有効開口面積 Aegr とエキゾーストマニホールド内ガス圧  $P_{ex}$  と吸気圧  $P_b$  の差圧  $dP (= P_{ex} - P_b)$  との相対関係により定まる筈である。しかし、一般には、差圧  $dP (= P_{ex} - P_b)$  が大きい場合、絞り部（絞りの程度）が同絞り部を通過するガスの流量を支配的に決定すると考えられる。これに対し、差圧  $dP$  が小さい場合、絞りの変化に代わり、上流側圧力  $P_{up}$  及び下流側圧力  $P_{dn}$  としてエキゾーストマニホールド内ガス圧  $P_{ex}$  及び吸気圧  $P_b$  をそれぞれ採用した結果として、管摩擦（排気還流管 5 1 の長さに応じる。）がガスの流量を支配的に決定すると考えられる。

#### 【0095】

更に、上記(11)式において上流側圧力  $P_{up}$  としてエキゾーストマニホールド内

ガス圧 $P_{ex}$ を採用し、下流側圧力 $P_{dn}$ として吸気圧（過給圧） $P_b$ を採用した結果、計算に使用される絞り部の上下差圧 $dP$ は、実際の絞り部の直前直後における上下差圧より大きくなる。このため、上下差圧 $dP$ が小さい領域では絞り部の直前直後における上下差圧は極めて小さく、絞りはガス流量の支配的要因とはならない。このようなことから、(12)式による暫定 EGR ガス量 $G_{egr0}$ は、実際に EGR 制御弁 52 を通過する EGR ガス量よりも大きめの値として計算されてしまう傾向にある。

#### 【0096】

そこで、本装置は、「エキゾーストマニホールド内ガス圧 $P_{ex}$ と吸気圧（過給圧） $P_b$ の差圧 $dP(=P_{ex}-P_b)$ 」に応じて定まる補正係数（補正值） $dP_{gain}$ を導入し、この補正係数 $dP_{gain}$ により上記(12)により求められる EGR ガス流量 $G_{egr0}$ を補正する。

#### 【0097】

即ち、差圧 $dP$ が減少するほど上記管摩擦の EGR ガス流量に及ぼす影響が大きくなるので、差圧 $dP$ の減少とともに「0」に近づき、差圧 $dP$ の増大とともに「1」に近づく補正係数 $dP_{gain}$ を、上記(12)により求められる EGR ガス流量 $G_{egr0}$ に乘じることにより、排気還流管出口部 EGR ガス流量 $G_{egr}$ を求める。

#### 【0098】

具体的には、CPU 61 は、図 7 に示したブロック BG 1 により、差圧 $dP$ と ROM 62 内に格納されている同ブロック BG 1 内に示したテーブル $MapdP_{gain}$ とに基づいて補正係数（補正值） $dP_{gain}$ を求める。また、ブロック B 12 a により、EGR 制御弁開度指令値 $SEGR$ と図 2 (B) に示した ROM 62 内に格納されているテーブル $MapA_{egr}$ とに基づいて有効開口面積 $A_{egr}$ を求める。そして、図 3 のブロック B 12 により、上記(12)式及び下記(13)式に基づいて排気還流管出口部 EGR ガス流量（実際に EGR 制御弁 52 を通過する EGR ガス流量） $G_{egr}$ を求める。

#### 【0099】

#### 【数 13】

$$\begin{aligned} G_{egr} &= dP_{gain} \cdot f_{Gegr}(P_{ex}, P_b, A_{egr}) \\ &= dP_{gain} \cdot G_{egr0} \end{aligned} \quad \dots(13)$$

## 【0100】

なお、ブロック B 1 2 の上記(12)式を実行する部分は、圧縮性流体が絞り部を通過する場合の同圧縮性流体の絞り部通過流量を同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力及び同絞り部直後の下流側における同圧縮性流体の圧力とに基づいて表す一般式（上記(11)式）を用いて、前記 E G R 制御弁を通過する E G R ガスの流量を暫定 E G R ガス流量  $G_{egr0}$  として推定する手段であり、同絞り部直前の上流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された上流側ガス圧力を採用するとともに、同絞り部の直後の下流側における同圧縮性流体の圧力として前記取得された下流側ガス圧力を採用することで同暫定 E G R ガス流量  $G_{egr0}$  を推定する暫定 E G R ガス流量推定手段を構成している。

## 【0101】

また、ブロック B 1 2 の補正係数（補正值） $dP_{gain}$ を求める部分、及び(13)式を実行して暫定 E G R ガス流量に補正係数  $dP_{gain}$  を乗じて同暫定 E G R ガス量  $G_{egr0}$  を補正する部分は、同推定された暫定 E G R ガス流量  $G_{egr0}$  に含まれる排気還流管 5 1 と E G R ガスとの間の管摩擦に起因する誤差を補正することにより排気還流管 5 1 から吸気通路に流入する E G R ガスの流量  $G_{egr}$  を推定する E G R ガス流量推定手段を構成している。

## 【0102】

< インテークマニホールド入口部ガス流量  $G_{all}$  >

インテークマニホールド入口部ガス流量  $G_{all}$  は、上述したように、実新気流量  $G_{aact}$  と E G R ガス流量  $G_{egr}$  との和である。C P U 6 1 は、図 3 のブロック B 1 3 に示したように、インテークマニホールド入口部ガス流量  $G_{all}$  を下記(14)式に従って計算する。

## 【0103】

【数 1 4】

$$G_{all} = G_{aact} + G_{egr} \quad \dots(14)$$

## 【0104】

(14)式における実新気流量  $G_{aact}$  はブロック B 2 により上記(2)式に基づいて求め



られる。EGRガス流量GegrはブロックB12により上記(12)及び(13)式に基いて求められる。

#### 【0105】

以上により、上記(5)式に従う計算に必要な各値が求められるので、CPU61はブロックB5により同(5)式に基いてインテークマニホールド入口部ガス温度T<sub>bin</sub>を求める。一方、この段階において、(4)式(ブロックB4)によりインテークマニホールド出口部ガス温度T<sub>bout</sub>を求めるために必要な変数は、インテークマニホールド壁温T<sub>wallim</sub>、及びインテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ である。これらは、次のようにして求められる。

#### 【0106】

<インテークマニホールド壁温T<sub>wallim</sub>の取得>

インテークマニホールド壁温T<sub>wallim</sub>は、水温センサ75が検出する冷却水温T<sub>HW</sub>と相関が強い。従って、CPU61は、ブロックB14により、冷却水温T<sub>HW</sub>の増大とともに増大する関数f1T<sub>wallim</sub>を使用して下記(15)式に従ってインテークマニホールド壁温T<sub>wallim</sub>を計算する。なお、関数f1T<sub>wallim</sub>は、予め実験により求められ、ROM62内に格納されている。

#### 【0107】

【数15】

$$T_{wallim} = f1T_{wallim}(T_{HW}) \quad \dots(15)$$

#### 【0108】

<インテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ の取得>

CPU61は、ブロックB15及びブロックB16に示したように、インテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ を下記(16)式に従って計算する。

#### 【0109】

【数16】

$$\left. \begin{array}{l} \eta_{im} = f\eta_{im}(V_{im}, T_{HW}) \\ V_{im} = fV_{im}(G_{all}) \end{array} \right\} \quad \dots(16)$$

## 【0 1 1 0】

(16)式において、 $V_{im}$ はインテークマニホールド内ガス流速である。このインテークマニホールド内ガス流速 $V_{im}$ は、インテークマニホールド3 1の形状が既知であるから、上記(16)式に示したように、インテークマニホールド入口部ガス流量 $G_{all}$ に基いて求めることができる。インテークマニホールド入口部ガス流量 $G_{all}$ は、ブロックB 1 3により上記(16)式に従って求められる。

## 【0 1 1 1】

なお、インテークマニホールド内ガス流速 $V_{im}$ は、インテークマニホールド3 1に流速センサを配設し、同センサの出力から直接取得してもよい。一方、(16)式の関数 $f_{\eta im}$ はインテークマニホールド内ガス流速 $V_{im}$ を変数としているが、これに代えて、インテークマニホールド入口部ガス流量 $G_{all}$ を変数としてもよい。

## 【0 1 1 2】

上記(16)式は、「インテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ は、インテークマニホールド3 1内のガス流速 $V_{im}$ に大きく影響を受ける。」という知見に基いている。なお、(16)式においては、冷却水温 $THW$ をも変数としてインテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ を求めているが、冷却水温 $THW$ を省略して単にインテークマニホールド内ガス流速 $V_{im}$ の関数 ( $\eta_{im}=f_{\eta im}(V_{im})$ )、又はインテークマニホールド入口部ガス流量 $G_{all}$ の関数 ( $\eta_{im}=f_{\eta im}(G_{all})$ ) としてインテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ を求めて求めてもよい。

## 【0 1 1 3】

関数 $f_{\eta im}$ はエンジンの機種毎に異なるので、その都度実測値との比較に基いて決定する。あるエンジンに対する実測値の例を図1 1に示す。図1 1の例では、下記(17)式に示すように関数 $f_{\eta im}$ が決定される。

## 【0 1 1 4】

## 【数 1 7】

$$\begin{aligned} \eta_{im} &= f_{\eta im}(V_{im}, THW) \\ &= (-0.000061 \cdot THW^2 + 0.003378 \cdot THW - 0.180831) \cdot \ln(V_{im}) \\ &\quad + (0.000048 \cdot THW^2 - 0.000227 \cdot THW + 0.509251) \quad \dots(17) \end{aligned}$$

## 【0 1 1 5】

以上により、上記(4)式に従う計算に必要な各値 ( $T_{bin}$ ,  $\eta_{im}$ ,  $T_{wallim}$ ) が求め

られるので、CPU 61はブロックB4により同(4)式に基いてインテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ を求める。従って、CPU 61はブロックB3により(3)式に基いてエンジン10に吸入された単位時間あたりの全ガス流量 $G_{cyl}$ を求め、その結果、ブロックB1により(1)式に基いて実EGR率 $R_{act}$ を求める。

#### 【0116】

次に、このように取得される各値を用いたエンジン10の各種制御について説明する。

#### 【0117】

##### <燃料噴射量及び燃料噴射時期制御>

CPU 61は、図12にフローチャートにより示した燃料噴射量及び燃料噴射時期を制御するためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPU 61はステップ1200から処理を開始し、ステップ1205に進んでアクセル開度 $Accp$ 、エンジン回転速度 $NE$ 、及び図13に示したテーブル(マップ)  $Map_{qfin}$ から指令燃料噴射量 $q_{fin}$ を求める。テーブル $Map_{qfin}$ は、アクセル開度 $Accp$ 及びエンジン回転速度 $NE$ と指令燃料噴射量 $q_{fin}$ との関係を規定するテーブルであり、ROM 62内に格納されている。

#### 【0118】

次いで、CPU 61はステップ1210に進み、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ 、エンジン回転速度 $NE$ 、及び図14に示したテーブル $Map_{finj}$ から基本燃料噴射時期 $finj$ を決定する。テーブル $Map_{finj}$ は、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ 及びエンジン回転速度 $NE$ と基本燃料噴射時期 $finj$ との関係を規定するテーブルであり、ROM 62内に格納されている。

#### 【0119】

その後、CPU 61はステップ1215に進んで、インテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ を、指令燃料噴射量 $q_{fi}$ 、エンジン回転速度 $NE$ 、及び図15に示したテーブル $Map_{T_{boutref}}$ から決定する。テーブル $Map_{T_{boutref}}$ は、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ 及びエンジン回転速度 $NE$ とインテークマニホールド出口部ガ

ス温度基準値 $T_{boutref}$ との関係を規定するテーブルであり、ROM 62内に格納されている。このインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ は、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ とエンジン回転速度 $NE$ との組み合わせに対して図14に示した基本噴射時期 $f_{inj}$ を決定したときのインテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ である。

#### 【0120】

次いで、CPU 61は、ステップ1220に進んで、噴射時期補正值 $\Delta\theta$ を、前記決定したインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ と図3に示したブロックB4により求められている実際のインテークマニホールド出口部ガス温 $T_{bout}$ との差 $(T_{boutref}-T_{bout})$ と図16に示したテーブルMap $\Delta\theta$ とから決定する。テーブルMap $\Delta\theta$ は、差 $(T_{boutref}-T_{bout})$ と噴射時期補正值 $\Delta\theta$ との関係を規定するテーブルであり、ROM 62内に格納されている。

#### 【0121】

次いで、CPU 61はステップ1225に進み、基本噴射時期 $f_{inj}$ を噴射時期補正值 $\Delta\theta$ で補正して最終噴射時期 $f_{injfinal}$ を決定する。このように、上記ステップ1215～1225により、インテークマニホールド出口部ガス温 $T_{bout}$ に応じて噴射時期が補正されることになる。この場合、図16から明らかなように、インテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ がインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ より高くなるほど噴射時期補正值 $\Delta\theta$ が負の大きな値となって最終噴射時期 $f_{injfinal}$ が遅角側となり、インテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ がインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ より低くなるほど噴射時期補正值 $\Delta\theta$ は正の大きな値となって最終噴射時期 $f_{injfinal}$ が進角側に移行される。

#### 【0122】

このように噴射時期を決定するのは、インテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ が高いときは同温度 $T_{bout}$ が低いときよりも燃料の着火性が良好であるから、燃料噴射時期を遅角しても着火性に問題がなく、NO<sub>x</sub>の排出量を低減することができるからである。一方、インテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ が低いときは燃料の着火性が悪化するから、燃料噴射時期を進角して着火性を確保

するためである。これにより、エンジン10の出力性能の向上及びNO<sub>x</sub>排出量の低減が達成され得る。

### 【0123】

そして、CPU61は、続くステップ1230にて現時点が上記決定された最終燃料噴射時期finjfinalと一致しているか否かを判定し、一致している場合はステップ1235に進んで上記決定された指令燃料噴射量qfinの燃料を噴射時期が到来しているシリンダの燃料噴射弁21から噴射し、ステップ1295に進んで本ルーチンを一旦終了する。また、ステップ1230にて「No」と判定される場合、直接ステップ1295に進んで本ルーチンを一旦終了する。以上により、燃料噴射量と燃料噴射時期の制御が達成される。

### 【0124】

#### <EGR制御>

次に、EGR率制御について説明する。CPU61は、図17にフローチャートにより示したEGR率を制御するためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ1700から処理を開始し、ステップ1705に進んで、その時点の指令燃料噴射量qfin、その時点のエンジン回転速度NE、及び同ステップ内に示したテーブルMap02tgtから目標吸気酸素濃度02tgtを決定する。テーブルMap02tgtは、指令燃料噴射量qfin及びエンジン回転速度NEと、目標吸気酸素濃度02tgtとの関係を規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。

### 【0125】

次に、CPU61はステップ1710にて指令燃料噴射量qfin及びエンジン回転速度NEから単位時間当りの供給燃料量Qを求め、続くステップ1715にて空気過剰率 $\lambda$ を同ステップ中に記載した式 ( $\lambda = k\lambda \cdot Ga_{act}/Q$ ) により求める。k $\lambda$ は定数である。次いで、CPU61はステップ1720にて目標EGR率Rtgtを、上記ステップ1705にて決定した目標吸気酸素濃度02tgt、上記ステップ1720にて求めた空気過剰率 $\lambda$ 、及び同ステップ1720内に記載した式 ( $Rtgt = \lambda \cdot (p \cdot 02tgt + q)$ 、p及びqは定数) に基いて求める。なお、吸気酸素濃度、EGR率、及び空気過剰率との関係は、例えば、特開平10-141147に

詳細に開示されている。

#### 【0126】

次いで、CPU61はステップ1725にて、図3に示したブロックB1にて求めた実EGR率Ractが前記ステップ1720にて求めた目標EGR率Rtgtより大きいかな否かを判定し、同ステップ1720にて「Yes」と判定される場合、ステップ1730に進んでEGR制御弁52を所定の開度だけ閉じ、EGR率を減少させてステップ1795に進んで本ルーチンを一旦終了する。他方、ステップ1725にて「No」と判定される場合、CPU61はステップ1735に進んでEGR制御弁52を所定の開度だけ開き、EGR率を増大させてステップ1795に進む。以上により、実際の酸素吸気濃度が目標酸素吸気濃度02tgtに一致するようにEGR率が制御され、NO<sub>x</sub>の排出量低減及びスモークの低減が達成される。

#### 【0127】

なお、上述した図17に示したルーチンによるEGR率制御においては、目標酸素吸気濃度02tgtを求め、この目標酸素吸気濃度02tgtを目標EGR率Rtgtに変換することによりEGR率を制御していたが、指令燃料噴射量qfin及びエンジン回転速度NEと目標EGR率Rtgtとの関係を規定した図18に示したテーブルMapRtgt、実際の指令燃料噴射量qfin、及び実際のエンジン回転速度NEから直接目標EGR率Rtgtを求めて、実際のEGR率Ractが同目標EGR率Rtgtと一致するようにEGR制御弁52の開度を制御してもよい。

#### 【0128】

##### <過給圧制御>

次に、過給圧制御について説明する。CPU61は、図示しない過給圧制御のためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行し、同所定時間の経過毎に、その時点の指令燃料噴射量qfin、その時点のエンジン回転速度NE、及び図19に示したテーブルMapPbtgtから目標過給圧Pbtgtを決定する。テーブルMapPbtgtは、指令燃料噴射量qfin及びエンジン回転速度NEと、目標過給圧Pbtgtとの関係を規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。

#### 【0129】

そして、CPU 61は、決定された目標過給圧 $P_{btgt}$ と吸気圧センサ73から取得される実際の過給圧 $P_b$ とを比較し、同目標過給圧 $P_{btgt}$ と同実際の過給圧 $P_b$ とが一致するようにターボチャージャ絞り弁35cの開度を制御する。このようにして、過給圧制御が実行される。

#### 【0130】

以上、説明したように、本発明による内燃機関の制御装置の実施形態によれば、EGRガス冷却装置53の冷却効率が、排気還流管入口部EGRガス温度とEGRガス流量対応値とに基いて求められるので、結果として、排気還流管出口部EGRガス温度の推定精度が向上する。また、新気とEGRガスとの混合ガス（吸気）とインテークマニホールド31との間の熱の授受が考慮されてインテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ が推定されるので、同温度 $T_{bout}$ の推定精度も向上し、その結果、EGR率を精度良く推定することができる。

#### 【0131】

また、上記実施形態によれば、絞り部を通過する圧縮性流体の流量に関する一般式により求めた暫定EGRガス流量 $G_{egr0}$ に含まれている管摩擦に起因する誤差が、補正值 $dP_{gain}$ により補正される。この結果、本装置は、取得される絞り部上流側のガスの圧力（ $P_{ex}$ ）と取得される絞り部下流側のガスの圧力（ $P_b$ ）との差が小さくなって、絞りの程度よりも管摩擦がEGRガスを支配的に決定する傾向が強くなる場合においても、吸気通路に流入する（EGR制御弁52を通過する）EGRガス量 $G_{egr}$ を精度良く推定することが可能となる。

#### 【0132】

なお、本発明は上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ は、エキゾーストマニホールド41と排気還流管51との接続部近傍に排気圧力センサ（排気還流管入口部EGRガス圧力取得手段）を配設し、この排気圧力センサの出力値に基いて求めるように構成してもよい。

#### 【0133】

また、上記補正係数 $dP_{gain}$ は、有効開口面積 $A_{egr}$ と差圧 $dP$ との両者に基いて求めるように構成してもよい。即ち、暫定EGR流量 $G_{egr0}$ を有効開口面積 $A_{egr}$ と

差圧 $dP$ とに応じて補正するように構成してもよい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の第 1 実施形態に係る内燃機関の制御装置を 4 気筒内燃機関（ディーゼル機関）に適用したシステム全体の概略構成図である。

【図 2】 図 2（A）は図 1 に示した EGR 制御弁の概略断面図、図 2（B）は、その EGR 制御弁に付与される駆動信号と有効開口面積の関係を示したグラフ（テーブル）である。

【図 3】 図 1 に示した CPU が実行するプログラムの内容を表した機能ブロック図である。

【図 4】 図 1 に示した CPU が計算する値を説明するための図である。

【図 5】 図 1 に示した CPU が実行するプログラムの内容を表した機能ブロック図である。

【図 6】 絞り部におけるガス流量の一般式を説明するための図である。

【図 7】 図 1 に示した CPU が実行するプログラムの内容を表した機能ブロック図である。

【図 8】 排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  を求めるための関数  $f_{Tex}$  を決定する際に使用した実測値の一例を示すグラフである。

【図 9】 エキゾーストマニホールド内ガス圧力  $P_{ex}$  を求めるための関数  $f_{Pex}$  を決定する際に使用した実測値の一例を示すグラフである。

【図 10】 EGR ガス冷却装置の冷却効率  $\eta_{egr}$  と EGR ガス流量  $G_{egr}$  を排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  で除した値 ( $G_{egr}/T_{ex}$ ) との関係を示すグラフである。

【図 11】 インテークマニホールド熱伝達率  $\eta_{im}$  を求めるための関数  $f_{\eta_{im}}$  を決定する際に使用した実測値の一例を示すグラフである。

【図 12】 図 1 に示した CPU が実行するプログラムを示したフローチャートである。

【図 13】 図 1 に示した CPU が図 12 に示したプログラムを実行する際に参照する指令燃料噴射量を決定するためのテーブルである。

【図 14】 図 1 に示した CPU が図 12 に示したプログラムを実行する際に参



照する基本噴射時期を決定するためのテーブルである。

【図 15】 図 1 に示した CPU が図 12 に示したプログラムを実行する際に参照するインテークマニホールド出口部ガス温度基準値を決定するためのテーブルである。

【図 16】 図 1 に示した CPU が図 12 に示したプログラムを実行する際に参照する噴射時期補正値を決定するためのテーブルである。

【図 17】 図 1 に示した CPU が実行するプログラムを示したフローチャートである。

【図 18】 第 1 実施形態の変形例に係る内燃機関の制御装置の CPU が目標 EGR 率を決定する際に参照するテーブルである。

【図 19】 図 1 に示した CPU が目標過給圧を決定するために参照するテーブルである。

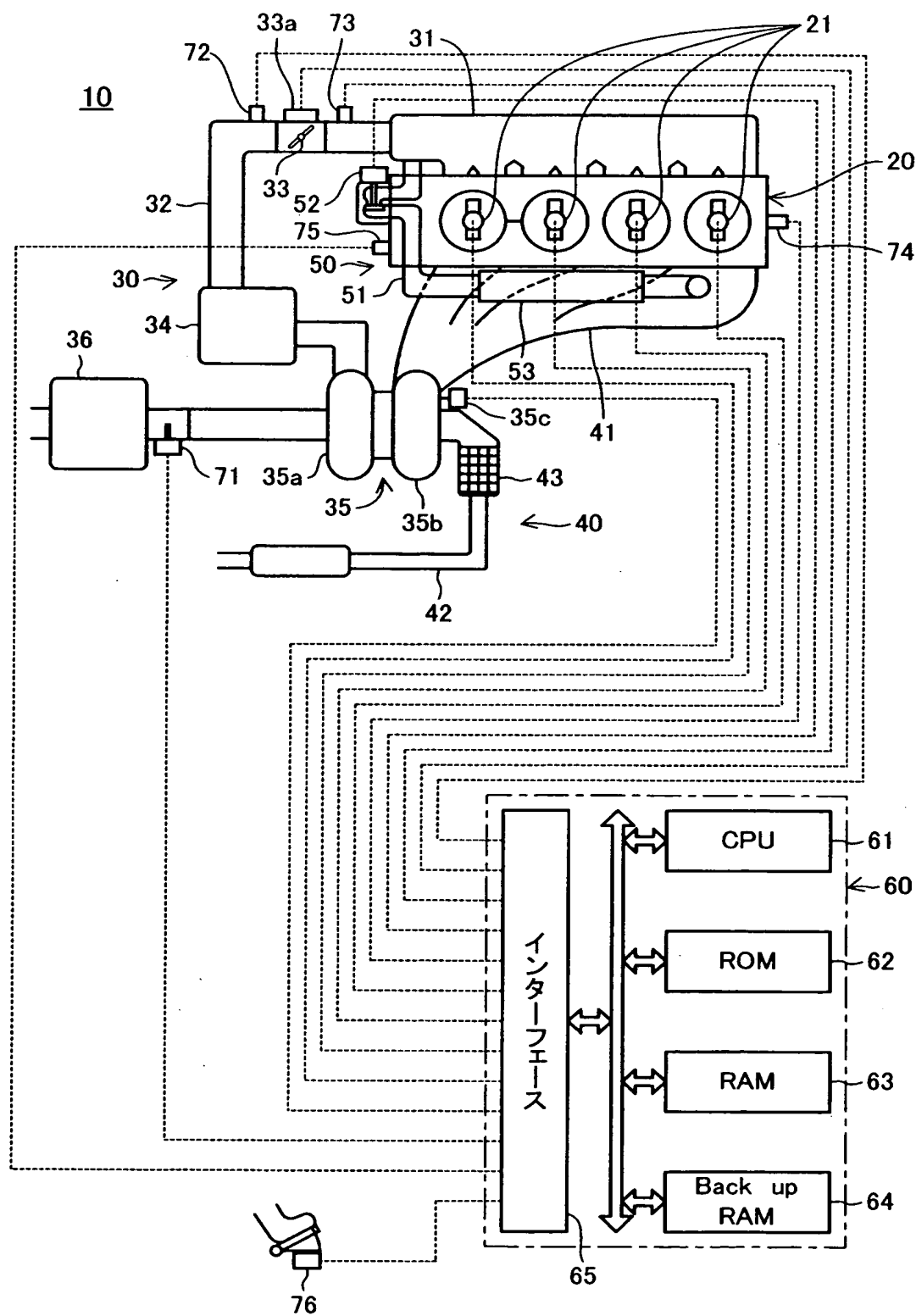
【図 20】 冷却効率  $\eta_{egr}$  と EGR ガス流量  $G_{egr}$  との関係を、排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  をパラメータとして示しグラフである。

#### 【符号の説明】

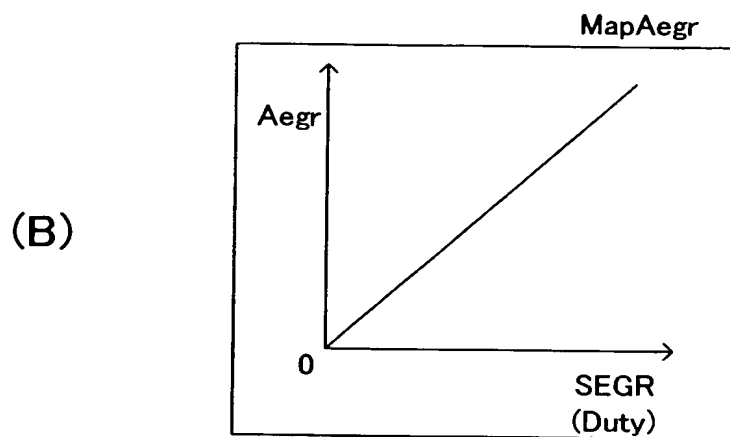
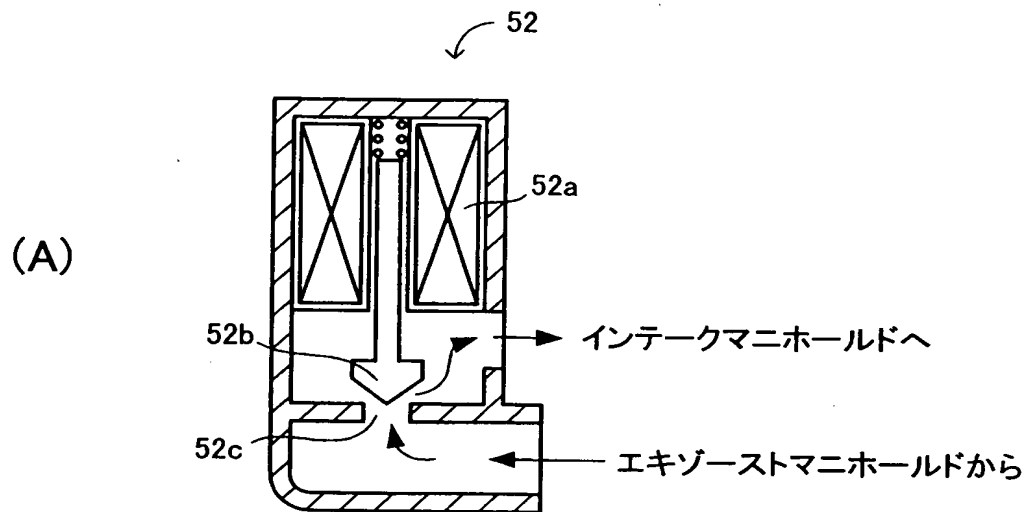
21…燃料噴射弁、31…インテークマニホールド、32…吸気管、33…スロットル弁、35…ターボチャージャ、41…エキゾーストマニホールド、42…排気管、43…DPNR、50…EGR 装置、51…排気還流管、52…EGR 制御弁、60…電気制御装置。

【書類名】 図面

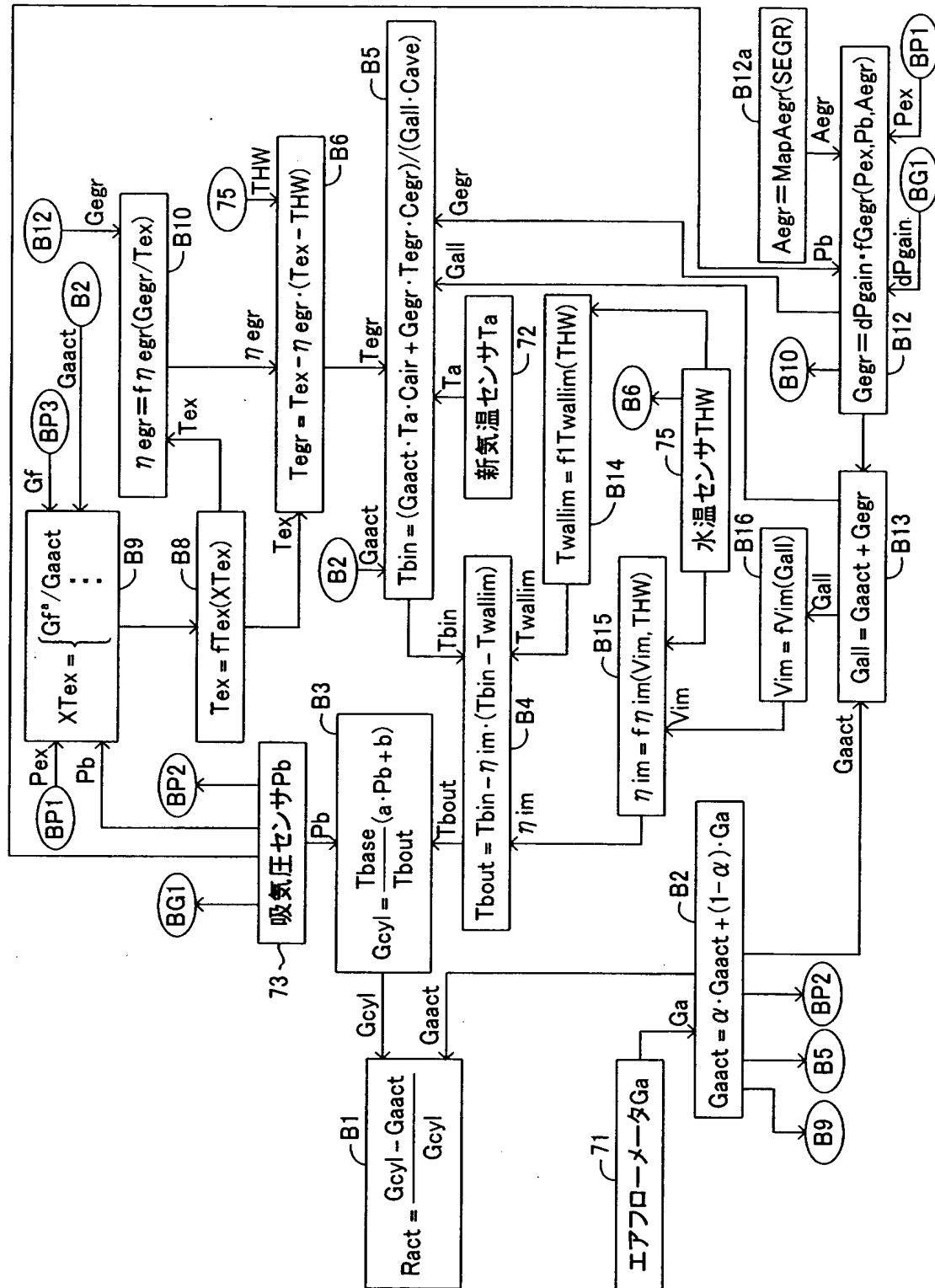
【図1】



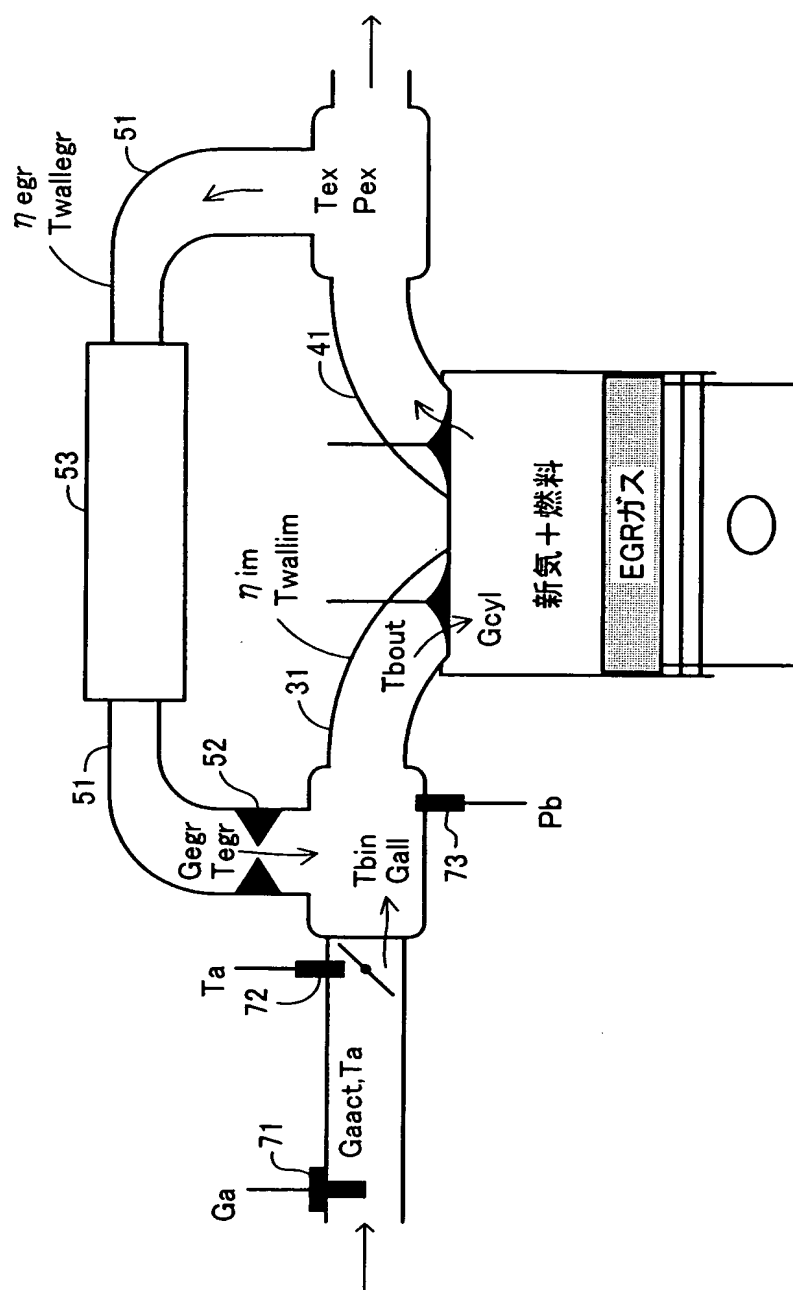
【図 2】



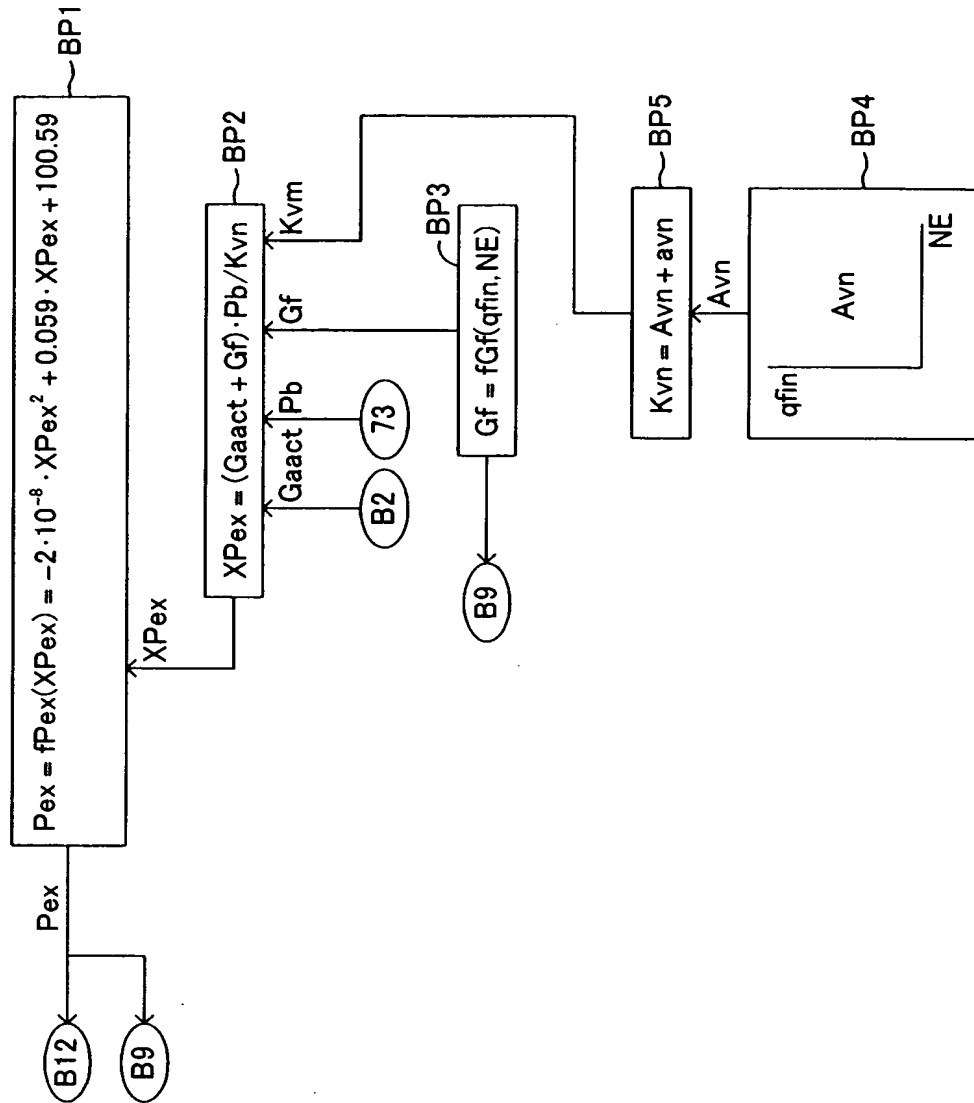
【図3】



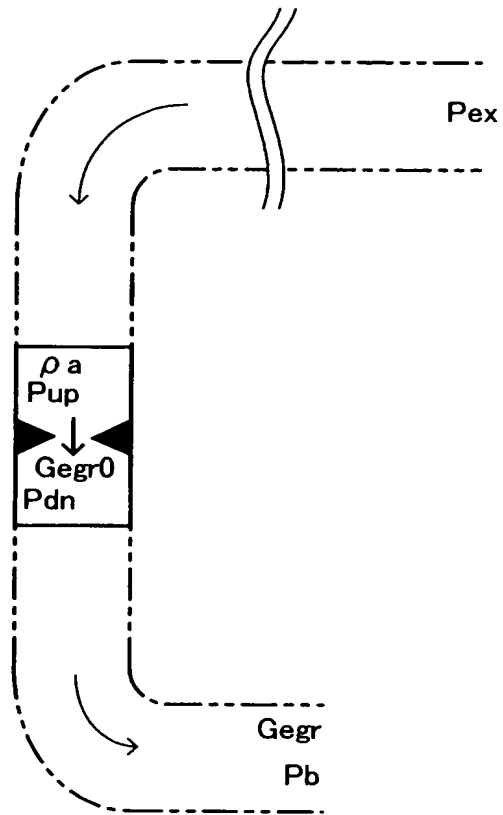
【図 4】



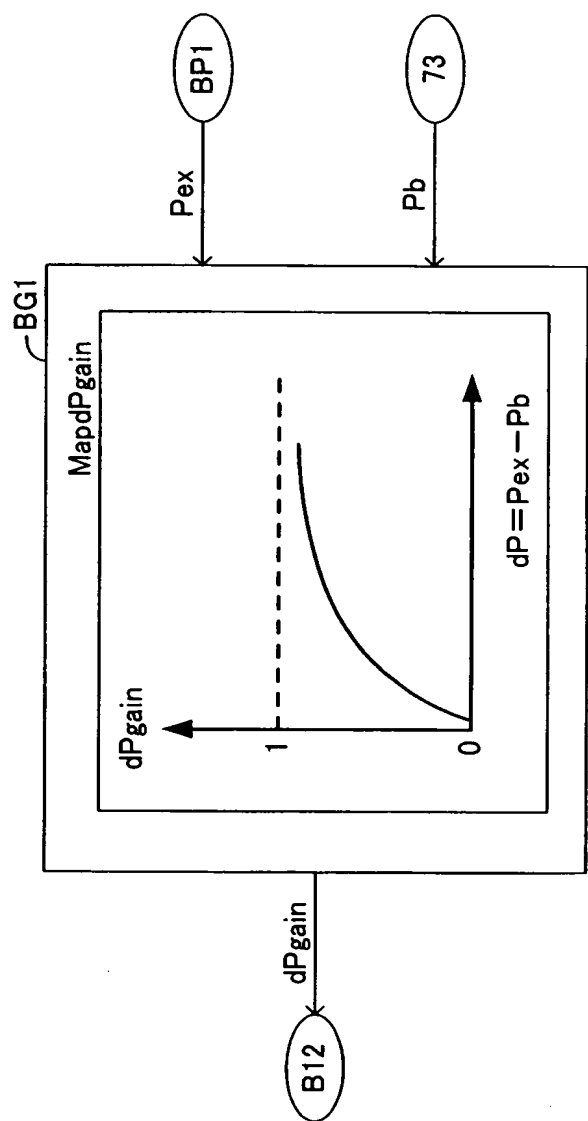
【図 5】



【図 6】

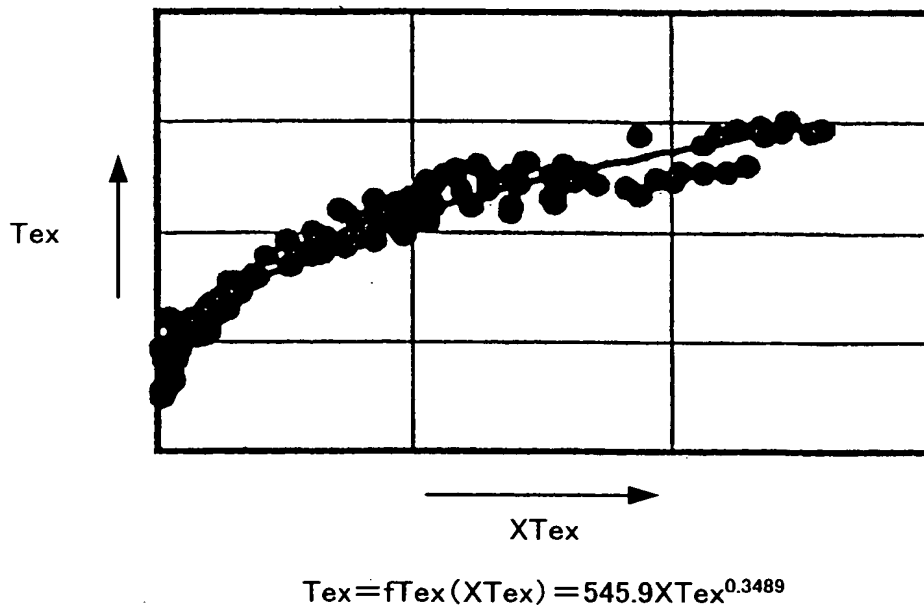


【図 7】

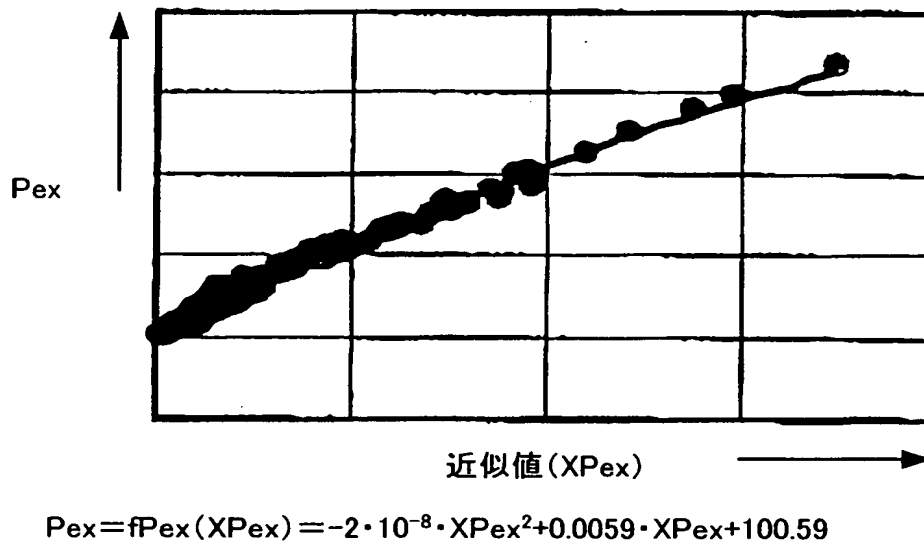




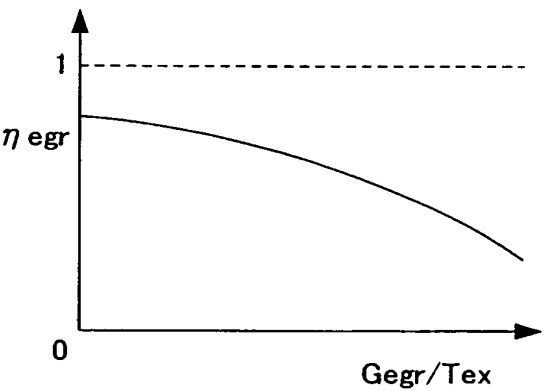
【図 8】



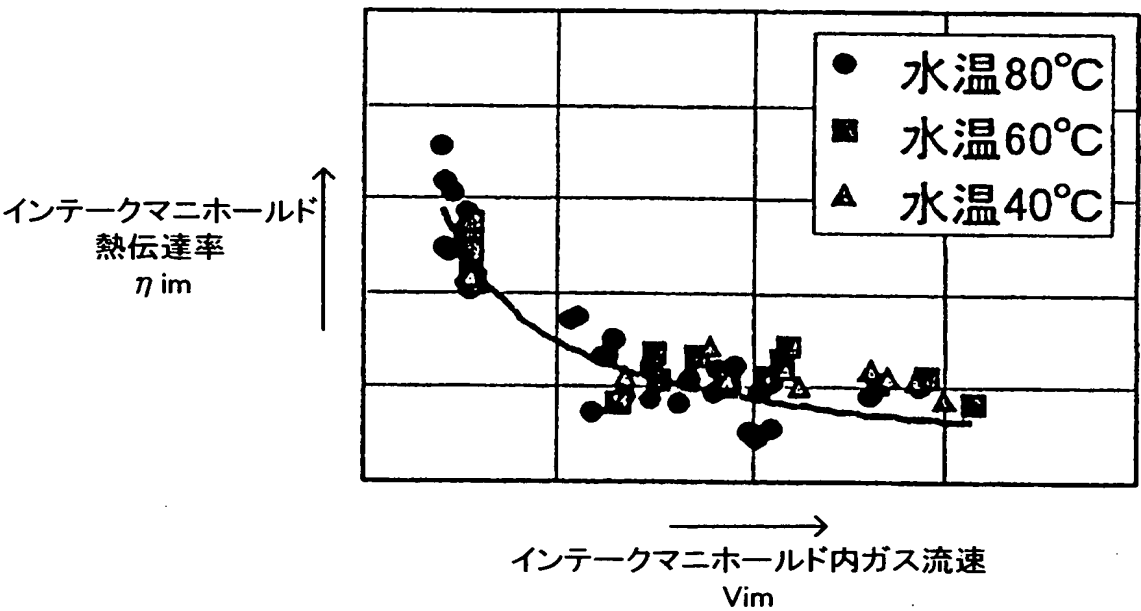
【図 9】



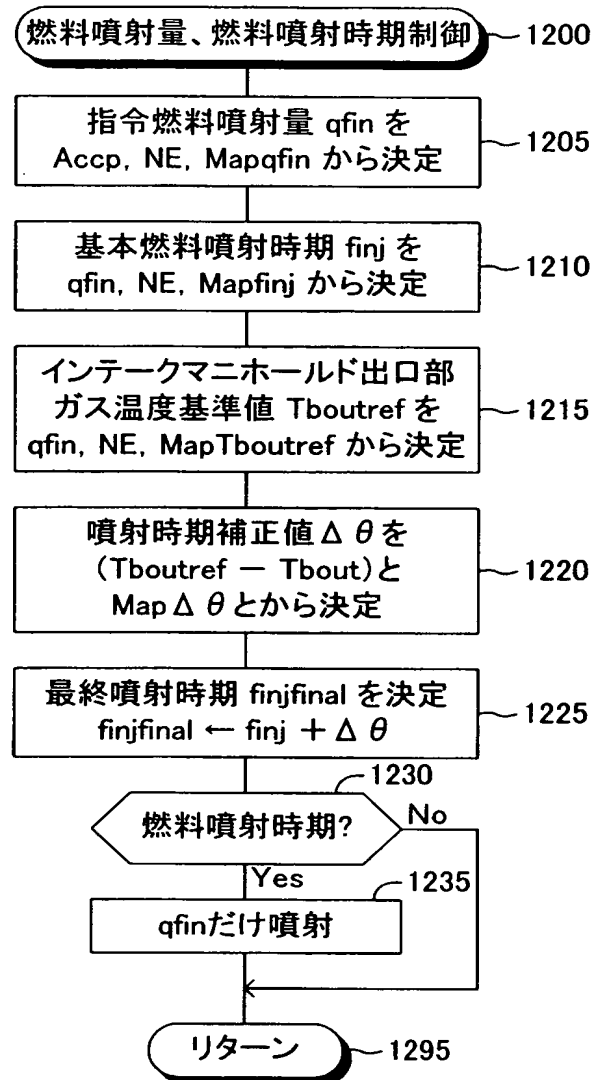
【図 10】



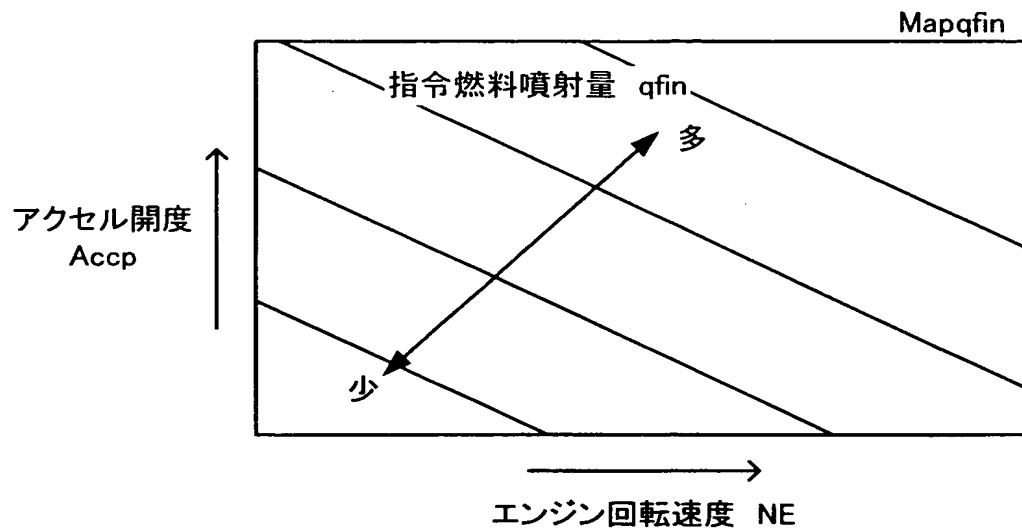
【図 11】



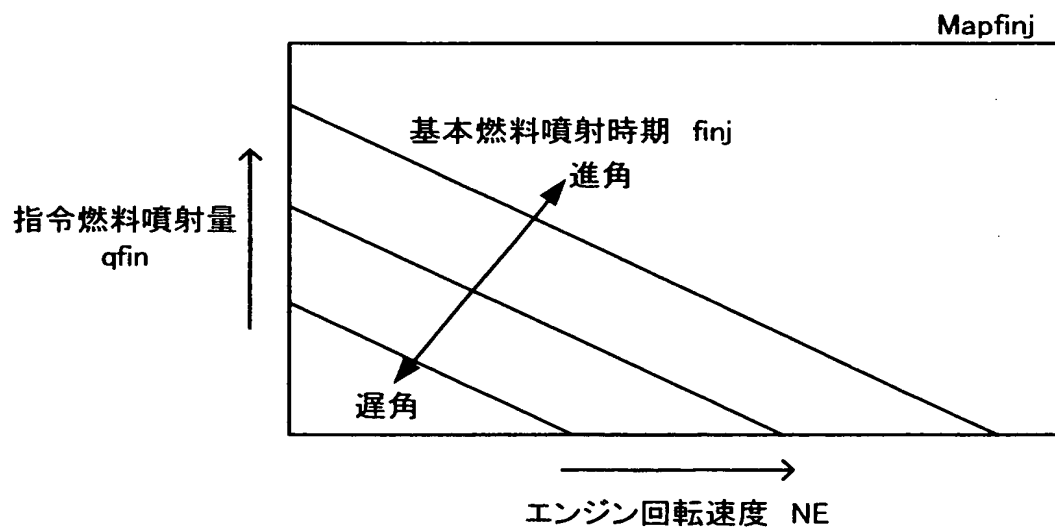
【図 12】



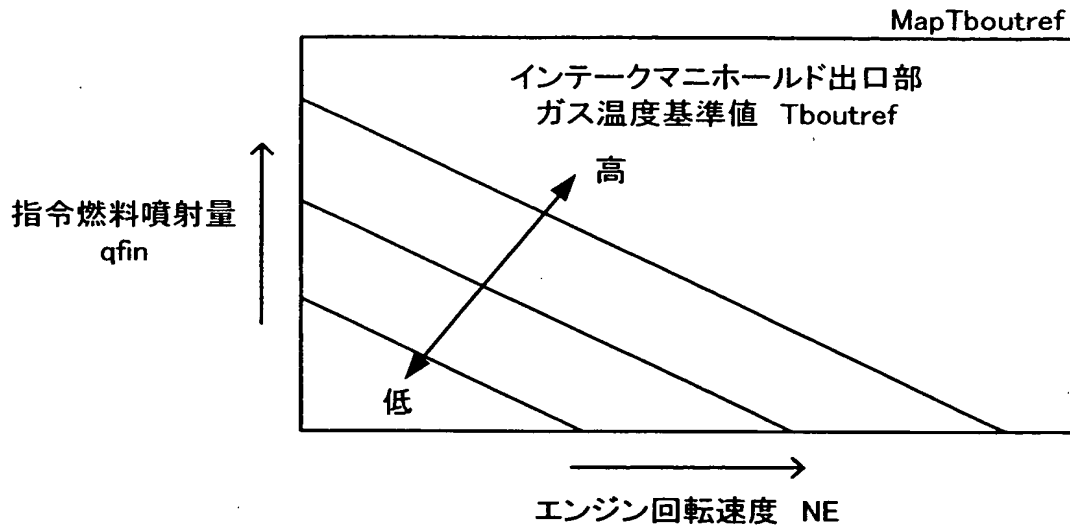
【図 13】



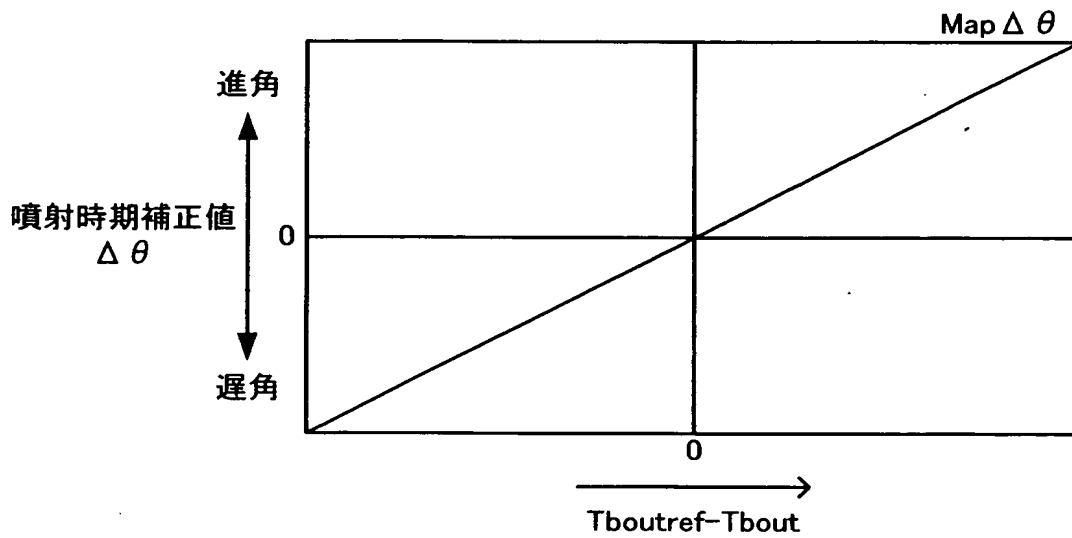
【図 14】



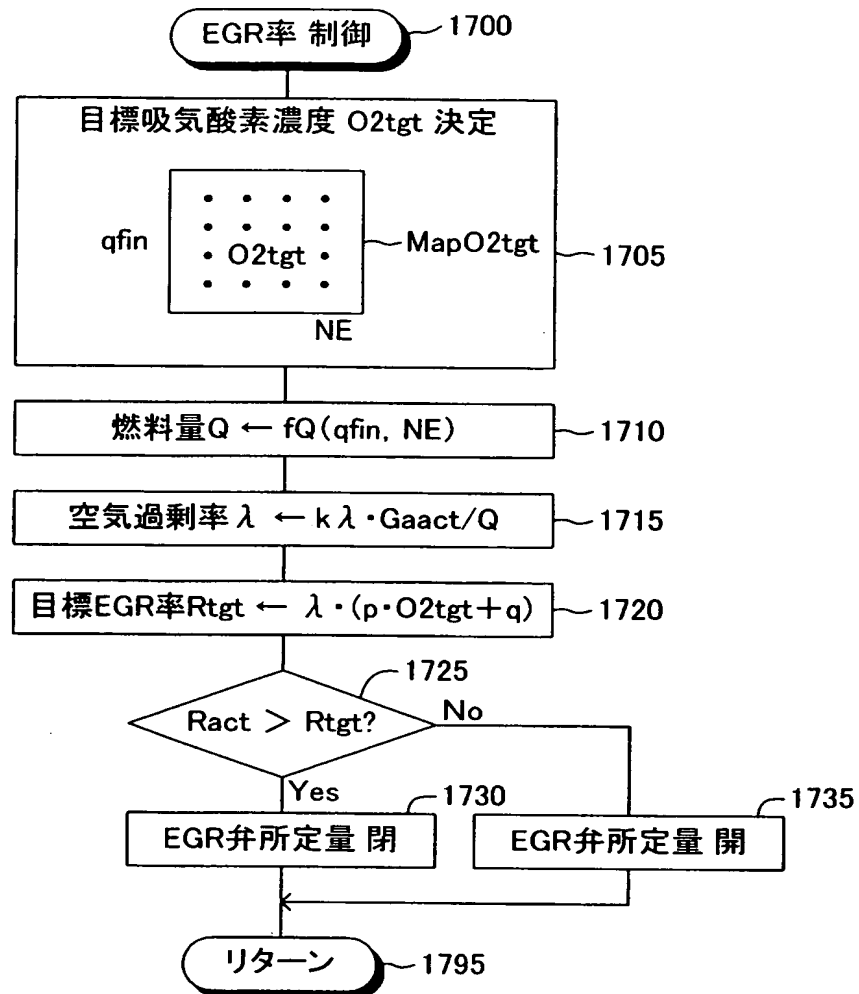
【図 15】



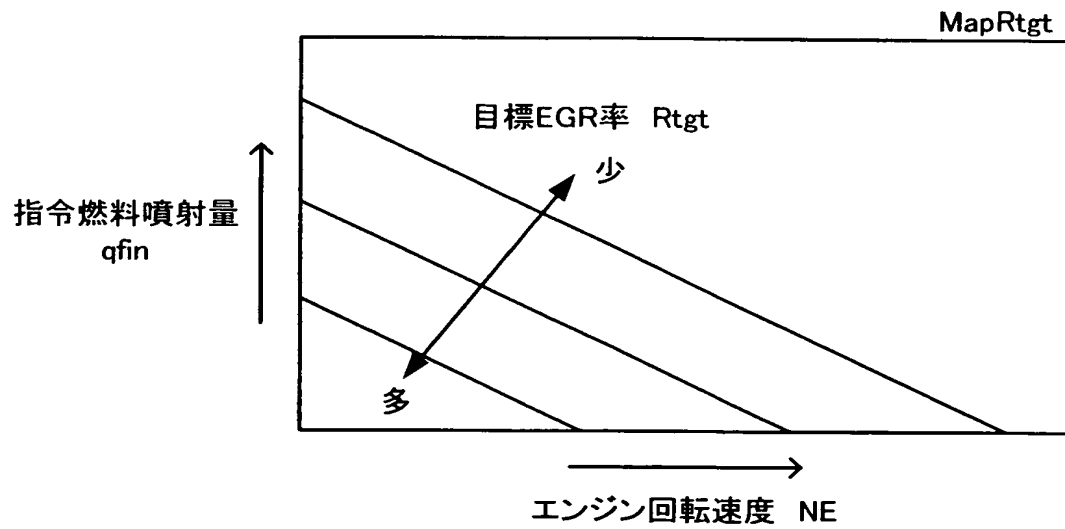
【図 16】



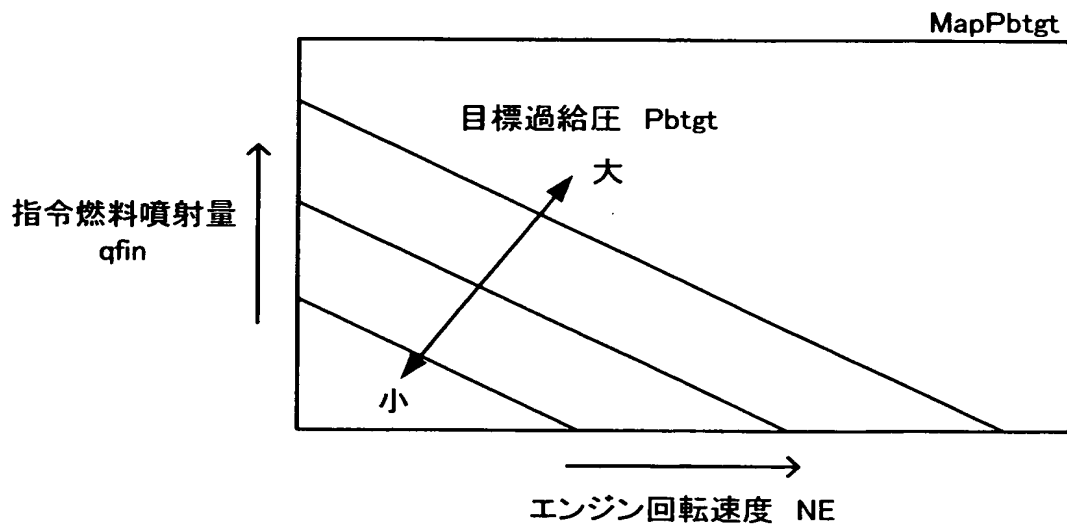
【図 17】



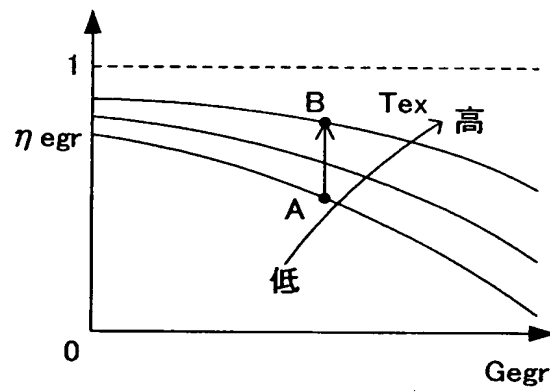
【図 18】



【図 19】



【図 2 0】





【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 EGR制御弁を介して吸気通路に流入するEGRガスの流量を、EGRガスとEGR通路間の管摩擦分を考慮することにより精度良く推定することができる内燃機関のEGRガス流量推定装置を提供すること

【解決手段】 本装置は、機関の排気通路と吸気通路とに接続された排気還流管と、同排気還流管に介装された絞り部を有するEGR制御弁とを備えた内燃機関のEGRガス流量推定装置である。本装置は、排気圧力を $P_{ex}$ 、吸気圧を $P_b$ 、絞り部の有効開口面積を $A_{egr}$ 、EGRガスの密度を $\rho_a$ 、EGRガスの比熱比を $\kappa$ とすると、 $G_{egr0} = A_{egr} \cdot (2 \cdot P_{ex} \cdot \rho_a)^{1/2} \cdot \Phi$ 、 $\Phi = (((\kappa/(\kappa-1)) \cdot ((P_b/P_{ex})^{2/\kappa} - (P_b/P_{ex})^{(1+1/\kappa)}))^{1/2}$ なる一般式により暫定EGRガス流量 $G_{egr0}$ を推定する。そして、差圧( $P_{ex} - P_b$ )に応じる補正值 $dP_{gain}$ を暫定EGRガス流量 $G_{egr0}$ に乗じて吸気通路に流入するEGRガス流量 $G_{egr}$ を推定する。

【選択図】 図4

## 認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2002-320406
受付番号	50201662156
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成14年11月 5日

## &lt;認定情報・付加情報&gt;

【提出日】	平成14年11月 1日
【特許出願人】	
【識別番号】	000003207
【住所又は居所】	愛知県豊田市トヨタ町1番地
【氏名又は名称】	トヨタ自動車株式会社
【特許出願人】	
【識別番号】	000004260
【住所又は居所】	愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
【氏名又は名称】	株式会社デンソー
【代理人】	申請人
【識別番号】	100088971
【住所又は居所】	愛知県名古屋市中村区太閤3丁目1番18号 名古屋KSビル プロスペック特許事務所
【氏名又は名称】	大庭 咲夫
【選任した代理人】	
【識別番号】	100115185
【住所又は居所】	愛知県名古屋市中村区太閤3丁目1番18号 名古屋KSビル プロスペック特許事務所
【氏名又は名称】	加藤 慎治

次頁無

特願 2 0 0 2 - 3 2 0 4 0 6

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 3 2 0 7 ]

1 . 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

氏 名

トヨタ自動車株式会社

特願 2 0 0 2 - 3 2 0 4 0 6

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[ 0 0 0 0 0 4 2 6 0 ]

1 . 変更年月日

1 9 9 6 年 1 0 月 8 日

[変更理由]

名称変更

住 所

愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地

氏 名

株式会社デンソー